COLLECTION DES COURS DE L'ÉCOLE CHEZ SOI

Eléments de calcul
D'UNE
INSTALLATION DE CHAUFFAGE

par
D. WEIGEL

Eyrolles
ÉDITEUR, PARIS

ÉLÉMENTS DE CALCUL
D'UNE
INSTALLATION DE CHAUFFAGE

PAR

Dominique WEIGEL
Ingénieur E.C.P.
Docteur ès-Sciences

PRÉFACE DE

J. OLIVET
Ancien Élève de l'École Polytechnique
Ingénieur-conseil

5ème Edition
NOUVEAU TIRAGE

ÉDITIONS EYROLLES
61, Boulevard Saint-Germain - PARIS (Ve)

1966

TABLE DES MATIÈRES

PRÉFACE

Le livre qui suit constitue un cours permettant de préparer le Certificat d'Aptitude Professionnelle à l'exercice du métier de dessinateur-projeteur en chauffage.

Le métier de dessinateur-projeteur en chauffage peut apparaitre comme une spécialisation parmi d'autres, et notamment comme un des aspects des techniques du bâtiment en général.

Il n'en est rien.

La profession du "Chauffage" est, sans aucun doute, une de celles qui comportent les liens les plus divers avec presque toutes les branches de l'activité, domestique ou industrielle.

Si l'on met à part les modestes artisans qui se cantonnent obligatoirement dans les petites installations ou dans l'entretien, il n'est pas une Entreprise de Chauffage Central qui ne puisse être amenée, tôt ou tard, à s'intéresser à la combustion, soit à la ventilation, soit au conditionnement d'air. Par une série d'enchainements assez complexes, certaines Entreprises sont amenées à étudier des problèmes très éloignés en apparence, pouvant aller, par exemple, jusqu'à la manutention de produits pulvérulents ou granulés.

Dans le domaine professionnel, la variété des activités d'un dessinateur-projeteur est insoupçonnable.

Un bon dessinateur-projeteur en chauffage doit être, d'abord, un dessinateur. Si le chauffage central classique peut se satisfaire de schémas, toutes les autres formes de son activité l'obligeront tôt ou tard à dessiner. Les plans d'exécution d'une installation de ventilation sont à cet égard, un exemple des qualités requises.

Mais un bon dessinateur-projeteur doit avoir aussi un esprit ouvert aux choses scientifiques. Il n'est pas besoin d'avoir suivi les cours de Mathématiques Spéciales pour avoir l'esprit scientifique. C'est peut-être au départ un don, mais un don que l'on cultive et dont la culture apporte une large moisson de satisfactions intellectuelles et de profils.

L'esprit de méthode, la rigueur dans la discussion, l'honnêteté intellectuelle en sont des éléments essentiels.

En dehors de ces qualités, un bon dessinateur-projeteur en chauffage doit avoir l'esprit réaliste, car il travaille en permanance dans le concret. Et non pas dans le concret d'usine où un contremaitre peut, à

chaque instant, rectifier une erreur de tracé, mais la réalité du chantier où le compagnon, sans lien permanent avec son Bureau d'Etudes, sera paralysé si le Bureau d'Etudes n'a pas convenablement fait son métier.

Tous les métiers sont beaux pour celui qui sait faire son métier et l'apprécier. Tous ne donnent cependant pas les mêmes satisfactions.

Le métier de dessinateur-projeteur en chauffage est un de ceux qui peut mener aux satisfactions les plus grandes, tant dans le domaine des plaisirs de l'esprit, que dans la réussite matérielle. Car si ce métier est intéressant, il est relativement peu connu et les hommes de valeur ont vite fait de s'y créer une place qui déborde leurs attributions initiales.

Lorsque Dominique WEIGEL m'a présenté son livre, je l'ai lu avec beaucoup d'intérêt car il est fort bien fait, et le tour familier qui est adopté dans la démonstration doit permettre au lecteur de ne pas s'effrayer de certaines apparences mathématiques parfois rébarbatives.

Il faut d'ailleurs ajouter qu'il n'y a là qu'apparence , car si le chauffage, dans sa théorie pure, fait appel aux mathématiques supérieures, il fait essentiellement appel, dans l'application, au bon sens et à la raison.

Les formules les plus complexes ne doivent pas rebuter le lecteur. Il est essentiel qu'il sache que ces formules existent et qu'il pourra les retrouver le jour où il en aura besoin.

Je pense donc que les lecteurs de ce cours y trouveront un guide efficace et agréable pour la découverte d'une technique nouvelle, la source des connaissances de base qui sont exigées pour subir avec succès les épreuves du C. A. P. , et un bon formulaire qui leur permettra ensuite de retrouver les symboles, les chiffres, et les égalités qui ne sont pas indispensables pour le C. A. P. , mais restent précieux dans la suite.

Et j'espère qu'ils y trouveront en outre le goût de cette technique, et d'un métier des plus attachant.

Monsieur Jean OLIVET, Ancien Elève de l'Ecole Polytechnique,
Ingénieur-Conseil Chauffage Central - Combustion - Ventilation - Conditionnement d'air -

AVANT-PROPOS
Recommandations pour l'étude de ce livre

Ce livre constitue la deuxième édition d'un cours préparant au Certificat d'Aptitude Professionnelle pour la profession de Dessinateur Projeteur en Chauffage dont la création et le programme font l'objet d'un arrêté ministériel du douze février mil neuf cent quarante neuf.

Bien que le but de ce livre soit de familiariser le lecteur avec les calculs d'installations, nous avons jugé nécessaire d'apporter quelques compléments assez substantiels à la première édition pour mieux présenter les différents types de chauffage, d'une part, et les diverses opérations nécessaires au calcul d'une installation, d'autre part.

Un lecteur novice en la profession ne saurait toutefois aborder avec profit l'étude de ce livre sans avoir à sa disposition un ouvrage de technologie du chauffage, nous lui proposons le Guide du Monteur de M. M. Mouly et Gavelle (Editions Eyrolles) auquel nous nous référons parfois.

Le niveau scientifique requis pour suivre ce cours sans difficultés est celui d'un bon élève de seconde C ou Moderne de l'enseignement secondaire (Mathématiques, Physique, Chimie).

Ce cours pourrait être néanmoins profitable au lecteur qui, bien que possédant une culture scientifique supérieure, désiderait se mettre rapidement au courant de la façon de calculer les éléments d'une installation de chauffage sans disposer du temps nécessaire pour étudier les excellents livres de M.M. Missenard et Giblin (Cours Supérieur de Chauffage, Ventilation, Conditionnement d'air, Editions Eyrolles).

Le calcul d'une installation de chauffage n'est possible que si l'on a à sa disposition des tableaux de coefficients, de pertes de charge... Nous renvoyons donc le lecteur, tout au long de cet ouvrage, aux tableaux accompagnant le cours supérieur de M. M. Missenard et Giblin et qui sont présentés dans une pochette indépendante (Editions Eyrolles).

Une partie de ces tableaux a été condensée et complétée en deux "outils" extrêmement maniables dont nous ne saurions trop recommander l'emploi :

Le Polyabaque des Coefficients "K" (1) et le Polyabaque du Thermicien de M. Olivet, diffusés par la Société Saitn-Gobain pour le premier, et par la Société Générale de Fonderie pour le deuxième (2).

(1) Société Saint - Gobain, 16 Avenue Matignon Paris 8è. Ce polyabaque n'existe plus, le tirage en est épuisé et il n'est pas envisagé de le rééditer.

(2) Société Générale de Fonderie, 8 Place d'Iéna Paris 16è.

L'usage de ces abaques permet un gain de temps par ce qu'ils suppriment certaines opérations auxilliaires , parce que la lecture des résultats est considérablement plus commode et qu'ils évitent les approximations souvent nécéssaires avec les tableaux.

Pour donner un exemple à l'échelle du C. A. P., nous estimons que l'usage de ces abaques peut faire gagner trois quart d'heure lors du calcul d'une petite installation, nécessitant approximativement cinq heures de travail.

Nous avons traité, à titre d'exemple, des calculs complets d'installation (en se servant des abaques ou des tableaux). Nous ne saurions assez insister pour conseiller au lecteur d'étudier très attentivement ces exemples et d'effectuer lui-même des projets d'installation ; en effet un tel livre ne sera vraiment assimilé qu'après une certaine pratique du calcul des installations.

Nous avons utilisé comme unité de chaleur la calorie (k cal). Bien que ne présentant pas le caractère de légalité qui est attribué à la millithermie ou au Joule elle a l'avantage d'être utilisée à l'exclusion de tout autre dans la corporation.

Monsieur J. Olivet a bien voulu porter de l'intêret à cet ouvrage, prodiguer ses conseils lors de l'élaboration de cette édition, et honorer ce livre d'une préface; qu'il trouve ici l'expression de mes sincères et respectueux remerciements.

D. WEIGEL

TABLEAU DES ABRÉVIATIONS
utilisées dans ce cours

Longueur	m m	: millimètre
	c m	: centimètre
	m	: mètre
Temps	s	: seconde
	m n	: minute
	h	: heure
Volume	l	: litre
	m^3	: mètre cube
Poids	g	: gramme
	k g	: kilogramme
Travail	k g m	: kilogramme mètre
	k cal	: Calorie (millithermie)
Puissance	k g m s	: kilogramme mètre seconde
	c v	: cheval vapeur
Pression	H p z	: hectopièze (kg/m^2)
	m CE	: mètre de colonne d'eau (0,1 kg/cm^2)
	m m CE	: millimètre de colonne d'eau (0,1 g/cm^2)

CHAPITRE PREMIER

PRÉSENTATION ET DESCRIPTION SOMMAIRE DU CHAUFFAGE CENTRAL

Introduction - Définition du chauffage central

Jusqu'au siècle dernier, on se chauffait en utilisant un appareil générateur de calories par pièce (Foyer ouvert dans la cheminée, poêle,).

Depuis, dans un but évident de simplification, on a cherché à réduire le nombre d'appareils générateurs de calories (un par appartement ou par immeuble, voire quelques uns pour un groupe d'immeubles ou un secteur d'agglomération urbaine). On utilise alors un fluide convoyeur de calories depuis le générateur unique jusqu'aux émetteurs de calories (un ou plusieurs par pièce à chauffer).

On a ainsi un CHAUFFAGE CENTRAL dont nous donnons un schéma ci-après.

Le fluide aura:

- Un circuit fermé dans le cas de l'eau chaude et de la vapeur (dans ce dernier cas le fluide qui transportera les calories à l'état de vapeur rejoindra la chaudière en vue de sa réutilisation à l'état d'eau) : traits pointillés sur le schéma. Les flèches pointillées indiquent une transmission de calories d'un corps ou fluide à un autre corps ou fluide. Les flèches pleines indiquent un transport de calories.
- Un circuit semi fermé dans le cas d'un chauffage à air chaud avec reprise (la reprise de l'air ne se fait qu'après la traversée de la pièce au cours de laquelle il a rechauffé l'air ambiant par mélange) : traits mixtes sur le dessin.
- Un circuit ouvert dans le cas d'un chauffage à air chaud sans reprise : pas de canalisations de retour du tout.

Générateur de calories : chaudière

Les calories sont engendrées par la combustion de charbon, fuel-oil, gaz ou par chauffage de résistances par le courant électrique et sont transmises, à l'intérieur de la chaudière au fluide qui sera chargé de la véhiculer.

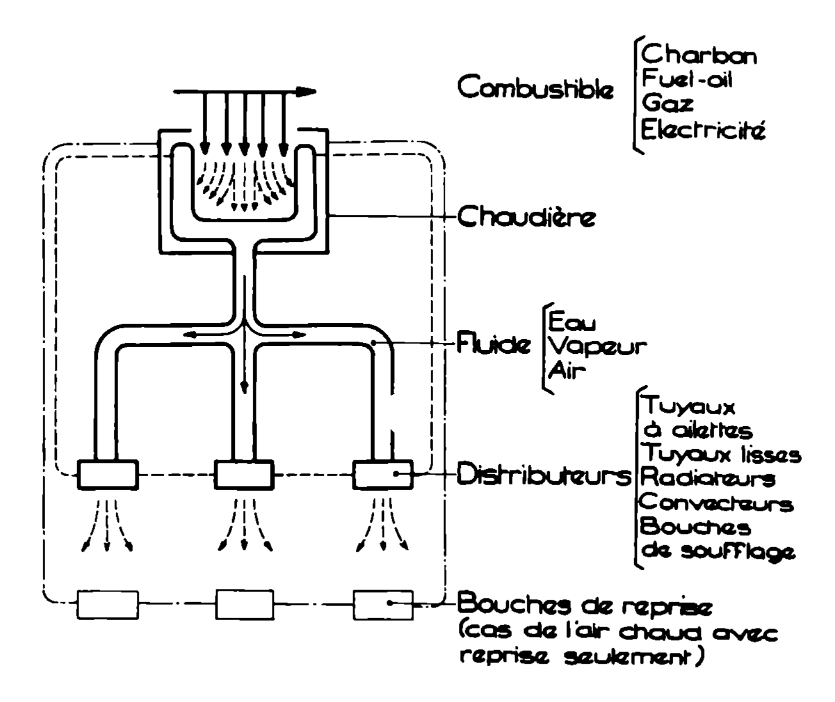


Fig. I-1

Une chaudière comprendra donc essentiellement :

a) Une porte de chargement de charbon
ou une arrivée de fuel-oil, de gaz ou d'électricité

b) Une grille de combustion
ou un brûleur à fuel-oil ou à gaz
ou une résistance chauffante

c) Un volet d'entrée d'air
(sauf pour une chaudière électrique)

d) Une évacuation des fumées et une évacuation des cendres
(sauf pour une chaudière électrique)

e) Une jaquette d'eau pour le chauffage à eau chaude ou à vapeur ou une jaquette d'air pour le chauffage à air chaud type calorifère.

f) Un thermomètre indiquant la température du fluide au départ de la chaudière.

g) Un régulateur de combustion permettant, par le jeu de dilatation d'une tige métallique, de fermer automatiquement le volet d'entrée d'air ou l'arrivée de fuel ou de gaz, lorsque la température du fluide augmente au delà d'une valeur que l'on s'est fixé à l'avance.

Dans le cas d'un chauffage électrique, ce régulateur serait remplacé par un thermostat permettant de couper le courant dans les mêmes conditions.

h) Dans le cas d'un chauffage à vapeur on aura en outre un manomètre, un niveau d'eau et un système de sécurité sur lequel nous reviendrons plus loin.

On aura également une soupape de sureté sur une chaudière à eau chaude, permettant à la vapeur de s'échapper si la chaudière subit une surchauffe accidentelle.

Remarque : Nous recommandons vivement au lecteur de se familiariser davantage avec les chaudières en se référant rapidement au chapitre VIII du Guide du Monteur.

Convoyeur de calories : fluide dans sa gaine

A) FLUIDE -

- Eau chaude départ : 40 °C - 90 °C
  retour : 25 °C - 70 °C
- Vapeur basse pression
  départ : pression : 50 - 300 g/cm^2
  (température très peu supérieure à 100 °C)
  retour : eau : 40 °C - 90 °C
- Air chaud départ : 30 °C - 90 °C
  retour : 15 °C - 20 °C
  (en cas de reprise seulement)

Dans certains ateliers industriels de grandes dimensions on peut souffler de l'air ayant une température de 100 °C.

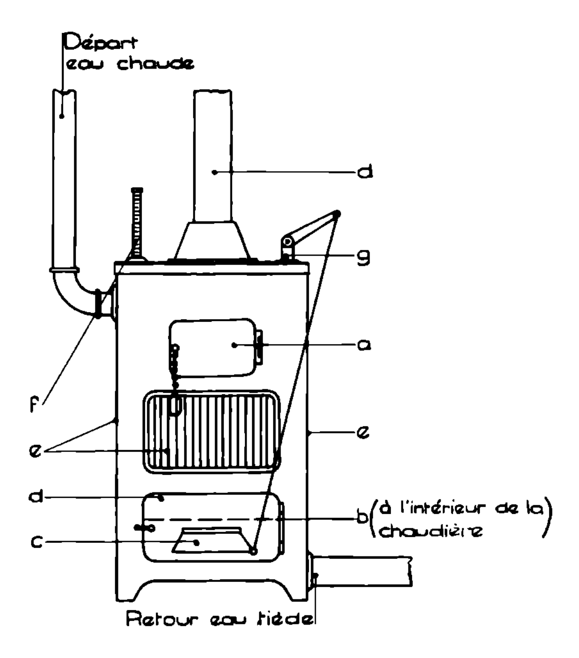


Fig. I-2 - Chaudière à eau chaude et à charbon

B) CANALISATIONS -

Eau chaude et vapeur : les canalisations permettant le transport de l'eau chaude et de la vapeur sont des tubes cylindriques en acier.

Les diamètres sont normalisés, nous donnons ici les principaux diamètres.

(Le premier chiffre indique le diamètre intérieur, le deuxième le diamètre extérieur).

12/17	33/42
15/21	40/49
21/27	50/60
26/34	

Les assemblages se font par brides pour les gros diamètres (fig. 3a), par soudure (fig. 3b) ou plus souvent par raccords pour les petits diamètres (fig. 3c).

Les assemblages par raccords sont exécutés par vissage de deux filets correspondants dont un est entouré d'une tresse de filasse enduite d'un produit au graphite.

Les raccords peuvent être en T ou en quart de cercle (fig. 4).

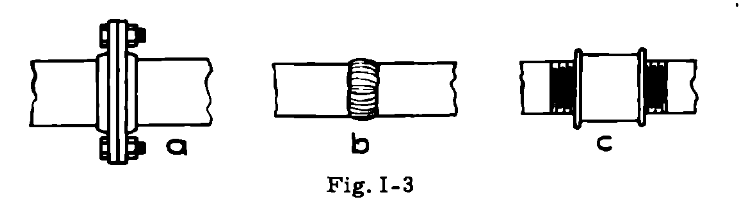


Fig. I-3

Pour éviter les pertes de chaleur les canalisations seront parfois calorifugées (les gros diamètres de préférence). Ce calorifuge peut être exécuté, par exemple, avec des coquilles de liège autour desquelles on enroule une toile de juet ; l'arrêt du calorifuge sera fait avec une manchette en zinc (fig. 5).

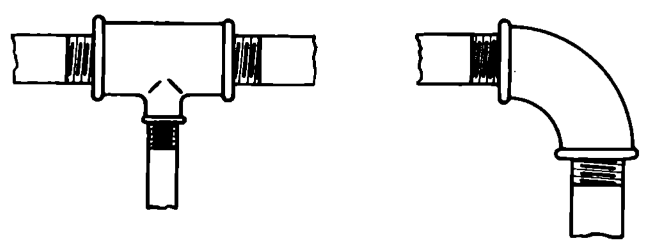


Fig. I-4

Des robinets ou vannes sont placées :

1°) Dans les installations importantes au départ de la chaufferie et en tête des colonnes importantes on utilise dans ce cas des robinets vannes ou robinets à soupape.

2°) Dans toutes les installations, avant chaque appareil distributeur on utilise dans ce cas :

- des robinets à boisseau pour l'eau chaude
- des robinets à pointeau pour la vapeur.

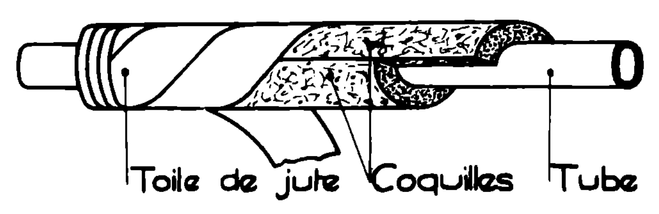


Fig. I-5

Ces robinets sont à double réglage (nous en verrons l'utilité plus loin) ; ils sont en outre souvent coudés, c'est-à-dire que les axes des canalisations d'entrée et de sortie du robinet font entre eux un angle de 90° (question de commodité).

Air chaud : Les gaines canalisant le passage de l'air chaud nécessaire au chauffage sont en général :

- en tôle (section circulaire ou rectangulaire)
- en fibro ciment (section carrée ou rectangulaire)
- constitués par des vides de dimensions appropriées ménagés dans la maçonnerie, lors de la construction.

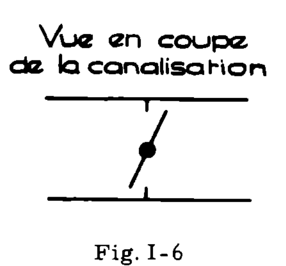


Fig. I-6

Les raccords sont effectués par brides ou par soudure dans le cas des conduits en tôle ; ils sont exécutés par des joints au ciment dans le cas de gaines en fibro ciment.

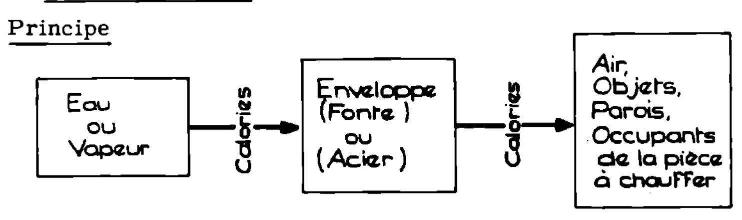
Les robinets ou vannes sont remplacés par de simples volets de fermeture (fig. 6).

Remarque : Il serait profitable au lecteur de se familiariser davantage, d'une part avec les tuyauteries gaines, raccords et robinetterie (Guide du Monteur Chapitre IX) et d'autre part avec le matériel nécessaire pour la mise en place de ces tuyauteries et gaines (Guide du Monteur Chapitre XXV).

Emetteurs de calories

A) EAU ou VAPEUR -

Principe



Les enveloppes sont en fonte ou acier qui tous les deux conduisent bien la chaleur.

La fonte présente l'avantage de se prêter à la fonderie et se prête de ce fait à une mise en œuvre bon marché.

L'acier permet d'être utilisé en parois très minces et permet une grande économie de matière.

Dans chacun des différents types de distributeurs que nous indiquons ci-après nous verrons que l'on a toujours cherché à obtenir une surface de contact paroi-air maxima en vue de faciliter le plus possible le passage des calories du fluide à la pièce à chauffer.

Tuyaux à ailettes - Les ailettes augmentent la surface.

Ils sont :

- en fonte fig. 7. Les ailettes et le corps sont d'un seul bloc exécuté en fonderie.

- en acier fig. 8. Les ailettes sont rapportées



Fig. I-7

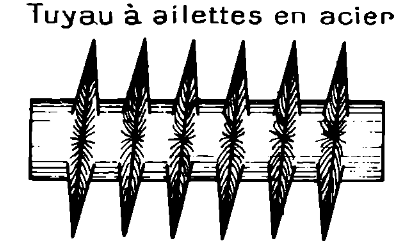


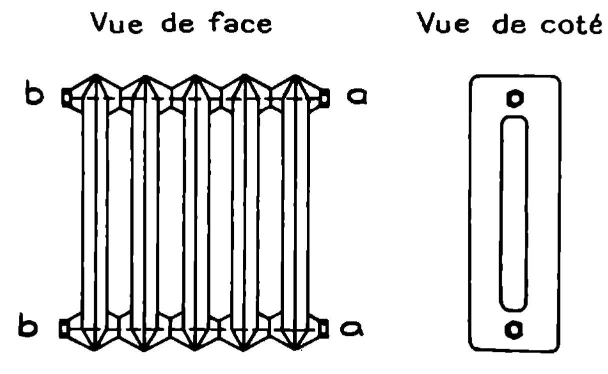
Fig. I-8

En général ces tuyaux sont utilisés dans des locaux industriels et le fluide chauffant est la vapeur.

Radiateurs - Ils sont le plus souvent en fonte par suite de la facilité de mise en œuvre des formes assez tourmentées, en vue d'obtenir la surface d'échange maxima.

Il en existe de toutes les formes de toutes les largeurs et de toutes les hauteurs, la longueur d'un radiateur étant déterminée par le nombre d'éléments que l'on a choisi d'assembler.

La rigidité et l'étanchéité de l'assemblage est obtenu par le serrage de deux boulons a et b aux deux extrémités d'une tige filetée c (cf Figure 9 où nous avons dessiné un radiateur de forme assez simple).



La tige C est figurée en pointillé

Fig. I-9

Convecteurs - Les convecteurs sont formées de batteries de tubes de petit diamètre réunis entre eux par de grandes ailettes rectangulaires.

Cet assemblage qui assure une grande surface de contact est placé ainsi que l'indique la figure 10.

Les flèches représentent la circulation de l'air qui s'établit naturellement, l'air chaud étant chassé vers le haut à cause de sa plus grande densité.

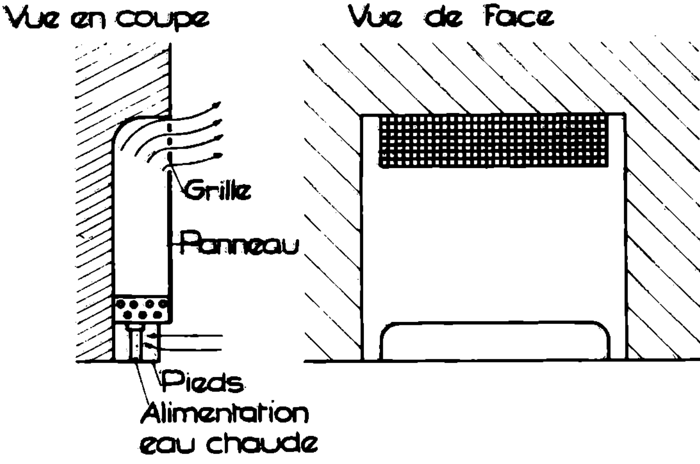


Fig. I-10

Panneaux rayonnants - Ces panneaux sont constitués de tubes lisses, généralement en acier, disposés en faisceaux. Une grande surface d'échange est obtenue en utilisant une assez grande longueur de tubes.

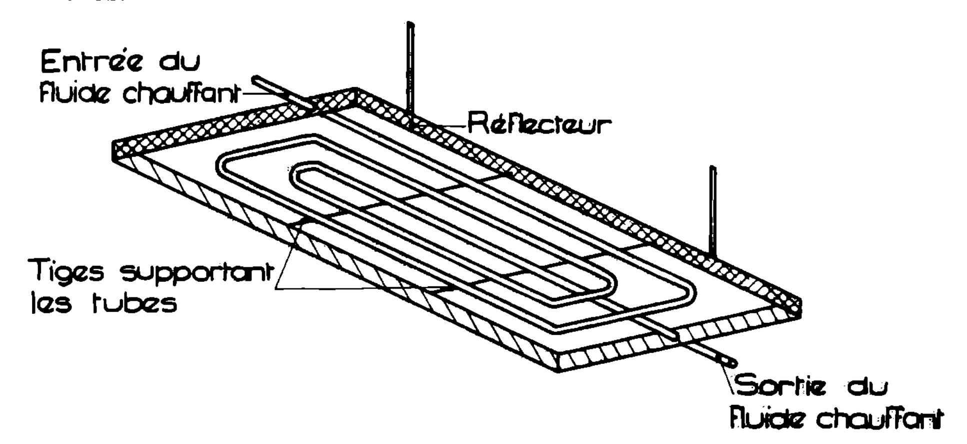


Fig. I-11. Panneau rayonnant suspendu dans un grand atelier.

Ces panneaux sont, soit constitués par un faisceau de tubes apparents

placés devant un réflecteur (fig. 11), soit constitués par un faisceau de tubes noyés dans du béton ; dans ce cas le panneau rayonnant n'est autre que le sol, le plafond ou les murs de la pièce.

B) AIR CHAUD -

Principe -

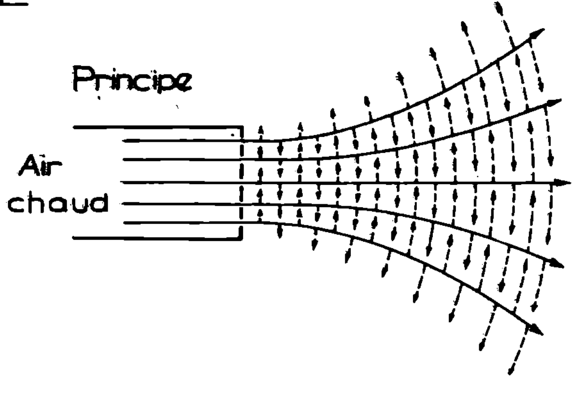


Fig. I-12

Les flèches pleines représentent le trajet des filets d'air, venant de la gaine de soufflage, les petites flèches pointillées schématisent la fuite des calories de ces filets vers l'air ambiant de la pièce.

Dans ce cas, il n'y a donc aucune paroi intermédiaire, l'air chaud sert à la fois de convoyeur et d'émetteur de calories.

Les canalisations sont terminées par des bouches de soufflage qui sont constituées d'une grille simple ou de volets fixes ou orientables, permettant d'envoyer l'air chaud dans une direction privilégiée ou au contraire de le disperser dans toutes les directions, en orientant les ailettes de façon différente.

Chauffage central à deux fluides

Nous en donnons un exemple

- Soit une chaudière à vapeur basse pression.
- Une des canalisations de vapeur conduira ce fluide chauffant à un appareil appelé batterie ou la vapeur circule à l'intérieur des tubes d'un faisceau construit en les soudant à deux caissons plats (celui du haut sert de distributeur de vapeur , celui du bas, de récupérateur d'eau condensée).
- De l'air circule à l'extérieur de ces tubes au contact desquels il s'échauffe ; cet air sera ensuite distribué dans les locaux à chauffer.

Ce chauffage est constitué en fait de deux chauffages successifs.

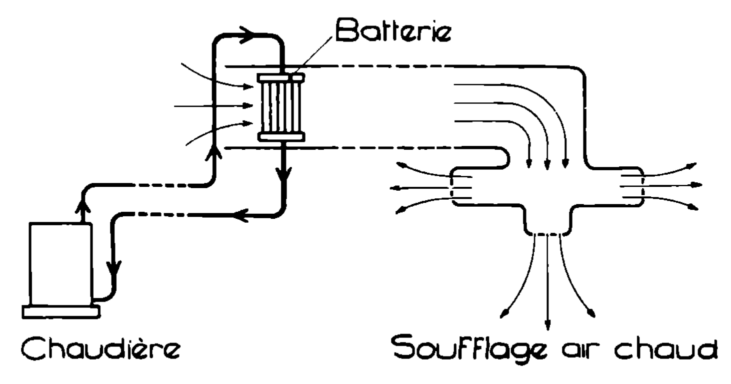


Fig. I-13

Chauffage à vapeur	: générateur	de calories	chaudière
(chauffage primaire)	convoyeur	d "	tuyauteries de vapeur
	émetteur	" "	batterie
Chauffage à air chaud :	générateur	" "	batterie
(chauffage secondaire)	convoyeur	" "	gaine d'air chaud
	émetteurs	" "	soufflage

Vue en coupe d'une batterie

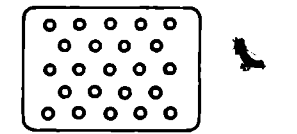


Fig. I-14

La batterie sert donc d'émetteur de calories pour le premier chauffage, et de générateur pour le second.

Distribution d'eau chaude

- Soit une chaudière à vapeur basse pression.

- Une des canalisations de vapeur conduira à un petit ballon cylindrique à double enveloppe dans laquelle la vapeur se condensera et retournera à la chaudière à l'état d'eau.

- Ce petit ballon est placé à l'intérieur d'un ballon cylindrique de dimensions plus importantes à simple enveloppe.

- Une circulation d'eau existe à l'intérieur de ce grand ballon; de l'eau arrivée froide en repart chaude grâce aux calories cédées par la vapeur. Ce cas est strictement analogue au précédent, l'air chaud étant remplacé par l'eau chaude.

Le ballon d'eau chaude (ensemble des deux ballons) sert comme dans le cas précédent d'émetteur de calories pour le premier chauffage et de générateur pour le second.

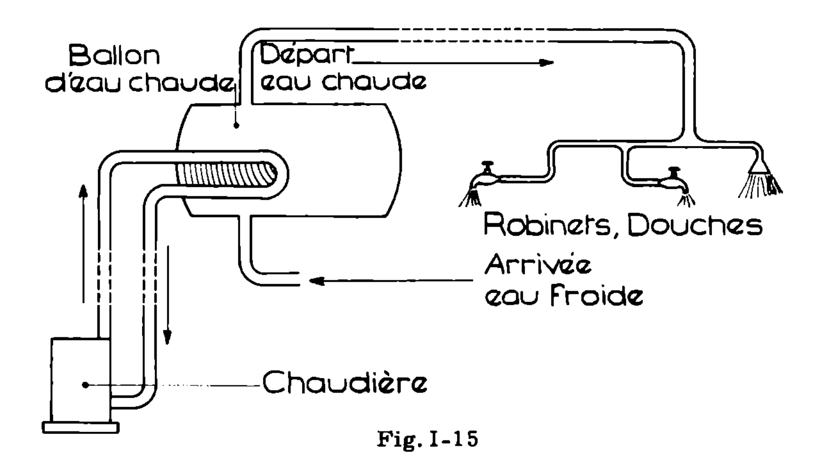


Fig. I-15

Une distribution d'eau chaude peut donc être considérée comme un chauffage central à deux fluides constitué des deux chauffages suivants :

- chauffage primaire : à vapeur ou à eau très chaude
- chauffage secondaire : à eau chaude, mais d'un type très particulier puisqu'il est à circuit ouvert (analogie avec un chauffage à air chaud sans reprise).

CHAPITRE II

TRANSMISSION ET PROPAGATION DE LA CHALEUR

Introduction

Au moyen âge, un chevalier arrive à l'hôstellerie après une rude étape dans le vent et la neige. Son écuyer lui enlève ses bottes, il s'assoit devant le feu, pose ses pieds sur la pierre chaude et tend ses mains vers les flammes qui crépitent dans l'âtre.

Après quelques instants son corps se réchauffe en absorbant de la chaleur de trois façons différentes.

En effet :

1°) Ses pieds reçoivent de la chaleur par conduction : la chaleur est conduite à travers la pierre, puis à travers la plante des pieds.

2°) Ses bras reçoivent de la chaleur par convection, ils sont léchés par l'air chaud qui monte, entrainé par les flammes et le tirage de la cheminée.

3°) Son torse et sa face reçoivent de la chaleur par rayonnement : les flammes et les braises rayonnent directement leur chaleur à travers l'air.

Définition du flux de chaleur

On appelle flux de chaleur traversant une surface donnée la quantité de chaleur qui s'écoule, pendant l'unité de temps.

unité usuelle k cal / h

Donnons trois exemples :

1°) Soit un bloc de fer et une courbe fermée (c) (nous avons dessiné une ellipse) à l'intérieur de ce bloc.

Le flux traversant la surface délimitée par (c) ne peut être constitué que de calories traversant (c) sans transport de matière (échauffement de proche en proche des particules du solide.

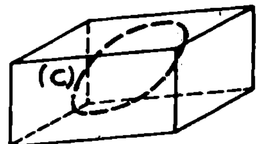
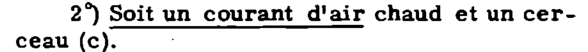


Fig. II-1

2°) Soit un courant d'air chaud et un cerceau (c).



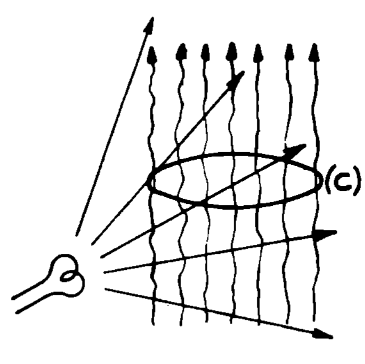


Fig. II-2

Le flux traversant la surface délimitée par le cerceau peut être constitué par :

a) un transport de molécules d'air, chaudes.

b) un rayonnement émis par une lampe électrique, par exemple.

3°) Soit un mur léché par un courant d'air chaud, et une courbe (c) tracée sur le mur.

Le flux traversant la surface délimitée par la courbe (c) peut provenir de calories

a) transportées par les radiations émises par une lampe électrique, par exemple.

b) cédées au mur par les molécules des couches d'air chaud voisines de la paroi lorsqu'elles butent sur les aspérités de celle-ci (une molécule chaude heurtant une aspérité plus froide qu'elle lui laisse de la chaleur pendant l'instant du choc).

c) expédiées par rayonnement.

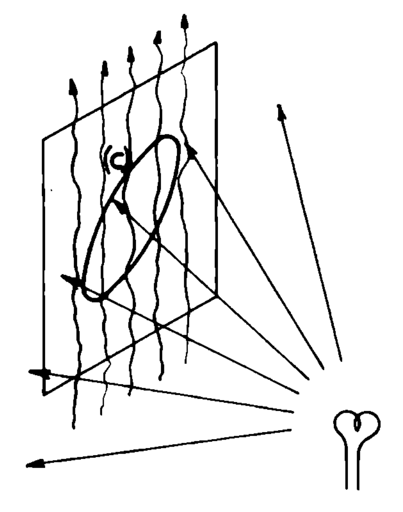


Fig. II-3

Conduction ou conductibilité

Définition: transmission de chaleur dans un milieu matériel qui s'échauffe de proche en proche sans déplacement de matière.

Flux de chaleur transmis par conduction : Q.

Soit un cylindre d'aluminium bien isolé par une enveloppe d'amiante.

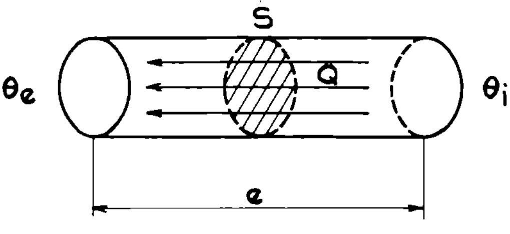


Fig. II-4

Section : S m^2

Longueur : e m

On met une extrémité de ce cylindre dans un four porté à une température θ_i (l'indice i signifie intérieur), l'autre extrémité étant trempée dans un bac d'eau à une température θ_e (l'indice e signifie extérieur).

En première approximation le flux de chaleur transmis par le cylindre est :

- proportionnel à la surface : S
- proportionnel à la différence de température : $\theta_i - \theta_e$ inversement proportionnel à la longueur du cylindre : e.

On a donc :

$$Q = (\theta_i - \theta_e) \times S \times \lambda/e$$

kcal/h oC m^2 m

λ étant le coefficient de proportionnalité, on l'appellera : coefficient de conductibilité.
Il dépend du milieu considéré.
Il s'exprimera donc en k cal / h , °C , m.

Quelques valeurs de λ :

Cuivre	332
Aluminium	175
Fer	60
Eau	0, 5
Air	0, 02

Convection

Définition : Transmission de chaleur dans un milieu fluide (liquide ou gaz) par déplacement des particules (molécules ou amas de molécules).

Flux de chaleur transmis par convection : Q.

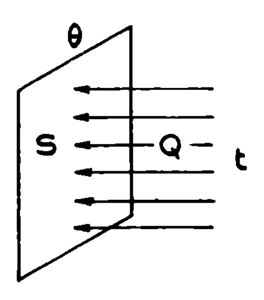


Fig. II-5

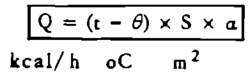
Soit une paroi de S m^2 qui se trouve à une température θ .

L'air qui se trouve à son contact est à une température t supérieure.

Le flux de chaleur transmis par l'air à la paroi est en première approximation :

- proportionnel à la surface S
- proportionnel à la différence de température $t - \theta$

On a donc :



$$\boxed{Q = (t - \theta) \times S \times \alpha}$$

kcal/h oC m^2

α étant le coefficient de proportionnalité, on l'appellera : coefficient de convection.

Il s'exprimera donc en k cal/m^2, h, °C.

α représente donc le nombre de k cal qui sont reçus par une surface de 1 m^2 en 1 heure et pour une différence de température entre la surface et l'air de 1 °C.

α dépend de la nature de la paroi, mais surtout de la vitesse avec laquelle l'air la lèche.

Rayonnement

Définition : Transmission directe de la chaleur par envoi de radiations d'un corps chaud sur un corps froid.

Dans une pièce, tout corps rayonne de la chaleur vers ceux qui sont à une température plus basse. Le corps qui émet le rayonnement se refroidit (perte d'énergie), le corps qui reçoit le rayonnement se réchauffe (gain d'énergie).

Flux de chaleur transmis par rayonnement : Q.

Soit une paroi de S m^2 qui se trouve à une température θ

Les autres parois de la pièce sont censées être à la température t de l'air ambiant.

Si $t > \theta$ les autres parois de la pièce rayonnent, à travers l'air, de la chaleur vers la surface considérée.

Le flux de chaleur transmis est en première approximation :

- proportionnel à la surface S
- proportionnel à la différence de température $t - \theta$

On a donc :

$$\boxed{Q = (t - \theta) \times S \times \rho}$$
kcal/h oC m²

ρ est le coefficient de proportionnalité, on l'appelle : coefficient de rayonnement.

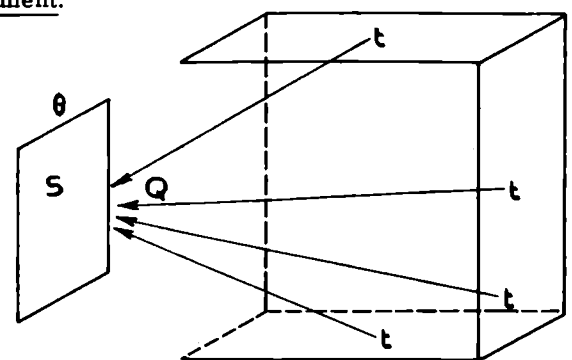


Fig. II-6

Il s'exprimera donc en k cal/ m2 , h , °C.
ρ dépend surtout de la surface S.

Quelques valeurs de ρ

Tôle	0, 8
Fonte	3, 2
Plâtre, Bois, Pierre	3, 6
Peinture, Papier	3, 7
Verre	3
Brique , Ciment	4

L'air est à peu près transparent au rayonnement, il ne l'absorbe pas, il n'en émet pas.

Remarque relative à la validité des lois énoncées ci-dessus

Il est important de remarquer que ces lois de proportionnalité ne sont valables qu'en première approximation , en particulier lorsque l'écart de température $t - \theta$ est assez faible (de l'ordre de 30 °C par exemple.).

Dans le cas d'écarts nettement supérieurs, les coefficients ρ et α en particulier ne peuvent plus être considérés comme constants, mais deviennent des fonctions (assez peu variables, toutefois) des températures t et θ .

Nous verrons une application de cette remarque dans le chapitre suivant.

Transmission de chaleur par la surface d'une paroi dans un fluide (convection + rayonnement)

Le flux de chaleur transmis par la surface d'une paroi baignant dans un fluide sera égal à la somme des flux émis par convection et rayonnement.

Nous aurons donc, dans le cas d'un élément de surface de S m^2 à la température θ situé dans une pièce où l'air et les autres parois sont à la température t :

$$Q = (t - \theta) \times S \times (\alpha + \rho)$$

On pourra donc simplifier les calculs en introduisant pour chaque face de chaque paroi un coefficient

$$h = \alpha + \rho$$

h sera donc exprimé en k cal / m^2 , h , °C.

Coefficient global de transmission d'une paroi

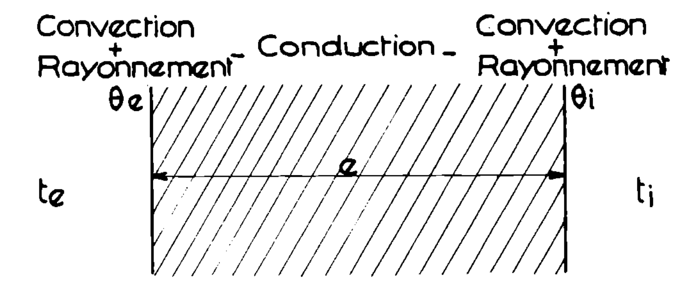


Fig. II-7

Soit une paroi d'épaisseur e constituée d'un matériau dont le coefficient de conductibilité (conduction) est λ .

Ce mur est baigné d'un côté par un fluide qui se trouve à la température t_i ; l'enceinte qui entoure ce fluide se trouve également à la température t_i (cette enceinte peut être constituée par une pièce, par l'exemple, l'indice i signifiant intérieur).

L'autre paroi du mur est baigné par un fluide à la température t_e ; l'enceinte qui entoure ce fluide se trouve également à la température t_e (cette enceinte peut être constituée, par exemple, par le sol de la

de la rue, le mur de la maison d'en face et l'atmosphère).

Si l'on a $t_i \ll t_e$ un flux de chaleur passera à travers ce mur de l'intérieur vers l'extérieur. Après un certain temps un régime d'équilibre s'établira, la face interne du mur se trouvera à une température d'équilibre $\theta_i < t_i$ et la face extérieure à une température $\theta_e > t_e$

Lorsque le régime est établi les quatre températures t_i, θ_i, θ_e, t_e restent constantes. Il n'y a donc pas d'accumulation ni de perte de chaleur par le mur et, pour une surface donnée S m^2, le flux de chaleur qui passera dans chacune des trois étapes suivants sera égal

1ère étape :	enceinte intérieure + air intérieur t_i	face intérieure du mur θ_i

(Rayonnement + Convection : coefficient unique h_i)

On a donc : $Q = (t_i - \theta_i) \times S \times h_i$

2ème étape:	face intérieure du mur θ_i	face extérieure du mur θ_e

(Conduction : coefficient λ)

On a donc : $Q = (\theta_i - \theta_e) \times S \times \frac{\lambda}{e}$

3ème étape:	face extérieure du mur θ_e	enceinte extérieure + air extérieur t_e

(Rayonnement + Convection : coefficient unique h_e)

On a donc : $Q = (\theta_e - t_e) \times S \times h_e$

Ecrivons les trois relations précédents sous une forme légèrement différente et ajoutons :

$$\frac{Q}{h_i} = (t_i - \theta_i) S$$

$$Q \times \frac{e}{\lambda} = (\theta_i - \theta_e) S$$

$$\frac{Q}{h_e} = (\theta_e - t_e) S$$

$$Q \left(\frac{1}{h_i} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_e}\right) = (t_i - t_e) S$$

Posons: $$\frac{1}{k} = \frac{1}{h_i} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_e}$$

Nous avons alors :

$$Q = (t_i - t_e) \times S \times k$$

D'où le nom donné à <u>coefficient global de transmission.</u>
Il s'exprime en k cal/m^2 , h , °C.

Nous reconnaissons l'équation que Newton prenait comme hypothèse fondamentale vers 1 700. Nous voyons donc que cette relation globale imaginée d'emblée par ce grand physicien correspond, en réalité, à une succession de trois phénomènes qui ont été étudiés séparément depuis cette époque.

DIAGRAMME DES TEMPERATURES

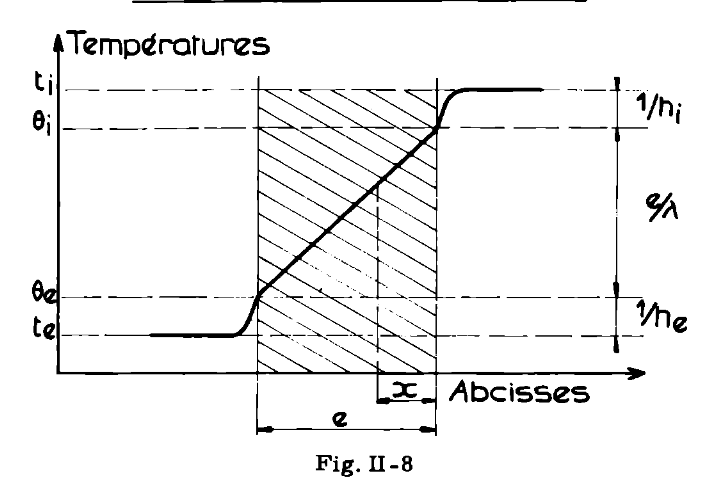


Fig. II-8

Proposons nous de construire le diagramme suivant :

- En ordonnée : la température à l'intérieur du fluide ou de la paroi
- En abscisse : les distances sur une perpendiculaire à la paroi.

On obtient le graphique suivant pour un flux calorifique de 1 k cal /m^2 , h , (Q/S = 1)

En effet :

- Dans le fluide intérieur (de l'air par exemple) la température est t_i jusqu'au voisinage de la surface.
- Dans les couches d'air les plus proches de la face interne de la paroi, la température tombe brusquement de t_i à θ_i suivant une loi mal connue.

Cette baisse de température provient d'une part des échanges de

chaleur par convection entre les couches d'air les plus proches et la paroi d'autre part de la chaleur reçue à travers l'air par les corps se trouvant dans l'enceinte intérieure (supposés à la température t_i de l'air de cette enceinte).

Si Q/S = 1, on a, évidemment : $t_i - \theta_i = \frac{1}{h_i}$

- A l'intérieur de la paroi, la température décroit proportionnellement à la distance qui sépare le point d'observation de la face interne. Le graphique représentatif de ce phénomène sera donc une droite de pente $1/\lambda$ (si Q/S = 1)

Le lecteur quelque peu curieux pourra vérifier aisément cette assertion en calculant la température d'un point qui se trouve à une distance x de la paroi (il suffit de considérer un mur épaisseur x).

- Dans les couches d'air les plus proches de la face externe nous aurons des phénomènes analogues à ceux qui intéressaient la face interne, à la différence près que c'est la face externe qui transmet sa chaleur par convection aux molécules d'air qui l'avoisinnent et par rayonnement aux objets et parois de l'enceinte extérieure supposée à la température t_e de l'air extérieur.

Cas d'une paroi composée

A) SANS VIDE D'AIR -

Nous avons le graphique suivant :

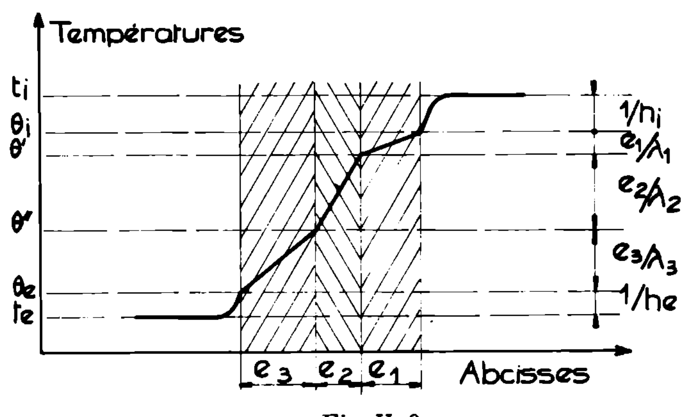


Fig. II-9

Chaque élément de mur étant constitué d'un matériau différent, aura un coefficient de conductibilité différent, la pente du graphique représentatif du phénomène sera donc différente pour chaque élément de mur.

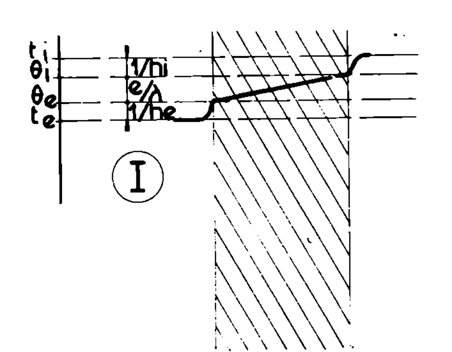
Ici le coefficient global de transmission est k , tel que

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{h_i} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{e_3}{\lambda_3} + \frac{1}{h_e}$$

La démonstration serait strictement identique à celle qui est relative à la paroi simple, à la différence près que nous aurions 5 étapes au lieu de 3.

B) AVEC VIDE D'AIR -

Pour $Q/S = 1$ k cal / m^2 , h



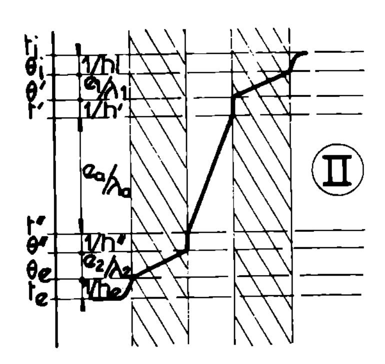


Fig. II-10

Comparons deux murs :

Mur I : Brique de 33 cm

Mur II : Brique de 11 cm, vide d'air de 11 cm., brique 11 cm.

Pour le mur I :

$$1/k = \frac{1}{h_i} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_e}$$

$$\# \quad 0,2 + 0,3 + 0,2 \quad \# \quad 0,7$$

Pour le mur II :

$$1/k = \frac{1}{h_i} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{1}{h'} + \frac{e_a}{\lambda_a} + \frac{1}{h''} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{1}{h_e}$$

$$\# \quad 0,2 + 0,1 + 0,2 + 5 + 0,2 + 0,1 + 0,2 \quad \# \quad 6$$

Le coefficient global de transmission est 8 fois plus faible pour II que pour I.

Le mur II conduira donc 8 fois moins bien la chaleur que le mur I. On pourra dire qu'il est 8 fois plus isolant.

On voit donc l'intérêt de pratiquer des vides d'air dans les murs au point de vue de l'isolation thermique.

La diminution de k (ou l'augmentation de $1/k$) est due en majeure partie à la petitesse du coefficient de conductibilité λ de l'air (0, 02).

Remarque : Dans tous les cas il est aisé de voir que le phénomène qui déclenche la transmission d'un flux de chaleur d'un fluide ou d'un corps vers un autre corps ou fluide est toujours la différence de température (phénomène moteur).

Cette remarque est notament illustré par la figure 10.

Pour faire passer un flux de chaleur donné : 1 k cal/m^2 , h :

- Il suffit de solliciter son passage à travers une paroi de faible résistance (I) par une différence de température $t_i - t_e$ assez modeste.
- Il faut une grande différence de température $t_i - t_e$ pour solliciter son passage à travers une paroi résistant bien à la chaleur (II).

Nous devons remarquer pour finir que :

- dans une enceinte isolée ne comprenant pas de source de chaleur les transmissions de chaleur arriveront, au bout d'un certain temps à égaliser les températures des différents corps et fluides qui s'y trouvent.

Transmission de chaleur d'un fluide à un autre par mélange

Dans le cas de deux ou plusieurs fluides la transmission de la chaleur d'un fluide chaud sur un fluide froid peut s'effectuer par mélange de deux fluides.

Exemples -

1°) Sans changement d'état physique

a) mitigeage de l'eau chaude.
b) reprises d'air dans les installations de chauffage à air chaud.

2°) Avec changement d'état physique

Réchauffage de l'eau par barbotage sur la vapeur qui se condense en cédant sa chaleur.

Formules dans le cas de 2 fluides.

Il est bien évident que la température du mélange est intermédiaire entre les températures des fluides initiaux.

Notation -

Poids des 2 fluides mélangés P_1 P_2

Chaleur spécifique des 2 fluides C_1 C_2

Températures t_1 t_2 on suppose $t_1 > t_2$

θ température finale du mélange

Q quantité de chaleur cédée par le fluide chaud au fluide froid entre le mélange et l'équilibre des températures.

1°) Sans changement d'état physique .

$$Q = P_1C_1(t_1 - \theta) = P_2C_2(\theta - t_2)$$

d'où on tire :

$$\theta = \frac{P_1C_1t_1 + P_2C_2t_2}{P_1C_1 + P_2C_2} \quad \text{et} \quad Q = \frac{P_1C_1P_2C_2(t_1 - t_2)}{P_1C_1 + P_2C_2}$$

2°) Avec changement d'état physique

Cas du réchauffage de l'eau par barbotage on suppose $t_1 > 100°$

$C_2 = C_1$ Chaleur spécifique de l'eau = 1

C'_1 Chaleur spécifique de la vapeur d'eau

L chaleur de vaporisation de l'eau (quantité de chaleur à fournir à 1 gr d'eau pour le faire passer de l'état liquide à l'état gazeux, à 100° sous la pression atmosphérique normale ou quantité de chaleur que fournit 1 g de vapeur d'eau lorsqu'elle passe de l'état gazeux à l'état liquide à 100° sous la pression atmosphérique normale).

$$Q = P_1 \left[C'_1 (t_1 - 100) + L + 100 - \theta\right] = P_2 (\theta - t_2)$$

d'où θ = ... et Q = ...

$C'_1 (t_1 - 100)$ représente la chaleur fournie par 1 g de vapeur se refroidissant de t_1 à 100 °

L représente .... (cf plus haut)

$100 - \theta$ représente la chaleur fournie par 1 g d'eau condensée qui se refroidit de 100° à θ.

CHAPITRE III

DÉTERMINATION DES ÉLÉMENTS D'UN CHAUFFAGE CENTRAL (à l'exception des diamètres des canalisations)

Introduction

Nous indiquons dans ce chapitre les opérations à effectuer pour obtenir, par le calcul, la détermination des divers éléments d'un chauffage central (à l'exception du diamètre des canalisations).

Il est très important de noter que, pour effectuer ce calcul :

1°) Nous nous plaçons dans des conditions de climat parmi les plus défavorables relativement au lieu de la construction. Pour les temps de demi-saisons, on diminue la température du fluide au départ de la chaudière (cf Réglage central chapitre VI).

2°) Nous supposons le régime rétabli, c'est-à-dire qu'en un point fixe de l'installation, le fluide passe toujours avec une température et une vitesse ne variant pas dans le temps. Les calculs relatifs à la mise en régime sont en effet extrêmement complexes.

Ce chapitre constitue une suite d'applications du chapitre II.

Un résumé des différentes opérations examinées au cours de ce chapitre est donné à la fin du chapitre sous forme de diagramme.

I. — Choix de la température extérieure de la base t_e et de la température intérieure des locaux t_i

La température extérieure de base dépend essentiellement de la région où se trouve la construction et est telle que la température réelle ne descende pas plus d'une dizaine de jours en dessous, pour un hiver normal.

La température intérieure dépend essentiellement de l'usage auquel la pièce est destinée.

Nous renvoyons le lecteur au Guide du monteur pages 56 à 61 pour la détermination de ces températures.

Nous indiquons cependant les ordres de grandeur :

t_e 0 °C à - 15 °C
t_i 0 °C à 25 °C

II. — Calcul des besoins calorifiques des locaux (Déperditions)

GENERALITES

La quantité de chaleur à introduire par heure dans un local pour y maintenir la température désirée sert à compenser les pertes de chaleur qui proviennent de deux causes.

- Pertes par les parois.
- Chaleur nécessaire au réchauffage de l'air de ventilation.

A) PERTES PAR LES PAROIS.

1°) Formule générale -

Ces déperditions seront la somme des pertes, calculées séparément pour chaque élément homogène de paroi du local (mur plein, fenêtre, cloison, plancher, plafond) par application de la formule générale de transmission de chaleur.

$$Q = kS\,(t_i - t_e)$$

k coefficient global de transmission k cal/m^2 h °C.

$$\left(\frac{1}{k} = \frac{1}{h_i} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_e}\right)$$

S est la surface en m^2 de la paroi.

ti est la température intérieure du local.

te est suivant la paroi considérée, soit la température de l'air du local adjacent (le ti du local adjacent) soit la température extérieure de base.

2°) Détermination du coefficient global de tranmission k.

Ce coefficient est établi pour chaque matériau déterminé.

Les valeurs se trouvent dans des tables.

Vu le nombre et la complexité des matériaux utilisés en construction, on conçoit que ces tables soient très importantes, guide de chauffage, ventilation, conditionnement de l'air, de l'A. I. C. V. F., et, de ce fait, peu commodes à manier.

Les tableaux II à X représentent un résumé de ces tables, mais s'ils ont l'avantage d'être simples, ils présentent en outre, l'inconvénient d'être très incomplets.

En conséquence : nous conseillons vivement au lecteur de se procurer le polyabaque des coefficients K.

Cet abaque présente l'incomparable avantage d'avoir judicieusement concentré sur une seule face les indications relatives aux coefficients globaux qui nécessitaient auparavant une centaine de pages.

- L'abaque 1 donne les coefficients de transmission des diverses parois vitrées.

- L'abaque 2 donne les coefficients de transmission des murs compte tenu :

  - de la nature du matériau
  - de son épaisseur
  - de l'existence éventuelle d'un vide d'air
  - de la nature du revêtement intérieur et du parement extérieur

- L'abaque 3 donne les coefficients de transmission des terrasses planchers et toitures, compte tenu de la nature des différents matériaux constituants et de l'épaisseur, dans le cas d'une dalle en béton.

- L'abaque 4 donne la nouvelle valeur K' du coefficient de transmission d'une paroi de coefficient K initial à laquelle on a ajouté un isolant de nature donnée et d'épaisseur donnée.

- Les abaques 5, 6 et 8 sont, en quelque sorte, des règles à calcul qui permettent d'effectuer en une seule opération la double multiplication.

k S (ti - te) (L'abaque 8 étant utilisable dans le cas de grandes surfaces de déperditions).

3°) <u>Majorations à appliquer aux pertes par les parois(cf tableau XI).</u>

α) <u>Majorations dûes à l'orientation</u> : la température extérieure de base admise correspond aux locaux exposés au sud. Les parois orientées vers le nord ou vers l'est sont soumises à des déperditions plus importantes du fait :

a) que les vents du Nord sont plus froids α_e plus grand)

b) que la température des espaces interplanétaires est plus faible vers le Nord : ρ_e plus grand, donc $h_e = \alpha_e + \rho_e$ est plus grand.

Donc, k est plus grand, d'où la majoration.

β) <u>Majorations dûes aux vents</u> : les coefficients de déperditions donnés dans les tables sont établis pour un vent moyen de 5 m/sec.

Si le vent est plus fort, le coefficient de convection extérieure α_e est plus grand, donc he, donc k.

γ) <u>Majoration dûe à la hauteur des pièces</u> : dans une pièce de grande hauteur, pour avoir une température de 18 °C dans une zone d'occupation, il faudra peut-être une température de 22 °C au plafond, or, les déperditions ont été calculées pour ti uniforme de 18 °C par exemple.

Il faudra donc majorer les déperditions trouvées.

δ) Majoration de la température intérieure pour tenir compte du rayonnement froid des parois extérieures : ρ_e augmente, donc he, donc k.

B) CHALEUR NECCESSAIRE AU RECHAUFFAGE DE L'AIR DE VENTILATION -

1°) Chauffage à eau chaude et à vapeur -

Chaque heure un certain volume d'air s'infiltre dans la pièce à chauffer, venant de l'extérieur par les interstices des portes et fenêtres, ou par des entrées d'air spécialement ménagées. (Ce renouvellement d'air est nécessaire pour l'organisme, sinon l'air de la pièce deviendrait vite irrespirable), soit q_a ce volume.

La chaleur spécifique du m^3 d'air étant 0,3 kcal/m^3, °C, la quantité de calories à fournir pour compenser celles qui ont été utilisées pour le réchauffage de cet air froid est évidement $q_a \times 0,3 \times (t_i - t_e)$

a) règle empirique pour déterminer q_a :

Volume du local	q_a par heure
$0 < v < 100$ m^3	v (minimum : 25 m^3)
$100 < v < 500$ m^3	0,75 v
$500 < v < 1000$ m^3	0,5 v

Cette règle donne un résultat très approximatif surtout pour les pièces ayant des volumes proches de 100 ou 500 m^3

b) détermination plus précise de la ventilation naturelle - L'abaque 7 du polyabaque des coefficients K, en utilisant une loi expérimentale plus précise, donne directement le nombre de calories à fournir pour compenser la ventilation naturelle connaissant l'écart et le volume du local.

Le chiffre obtenu par cette méthode sera beaucoup plus proche de la réalité, encore que le chiffre exact soit très difficile à déterminer car il dépend de l'étanchéité des fenêtres, de l'importance des bouches de ventilation . . .

2°) Chauffage à air chaud -

On ne doit pas tenir compte du réchauffage de l'air de ventilation dans le calcul des déperditions.

En effet, l'air de ventilation ne vient pas de l'extérieur par infiltration, mais de la bouche de soufflage après passage dans le générateur de calories qui fournira la chaleur nécessaire.

C) MAJORATION POUR CHAUFFAGE INTERMITTENT -

En première approximation, le lecteur pourra ne pas tenir compte du tableau XI bis, et utiliser les majorations indiquées ci-dessous.

Les déperditions calculées correspondent évidemment au régime établi puisqu'on prend ti = 18 °C ou 20 °C ou etc ...

Lorsqu'il y a de fréquentes mises en régime, il faut fournir pour chaque pièce des quantités de chaleur supérieures à celle précédemment calculées.

On distingue trois cas de chauffage intermittents.

1°) Marche ininterrompue, mais réduite pendant la nuit. Majorer de 15 % ;

2°) Marche interrompue journellement pendant 9 à 11 h. Majorer de 25 % ;

3°) Marche interrompue journellement pendant 12 à 15 h. Majorer de 45 %.

Ces chiffres sont donnés pour des constructions moyennes.

Pour des constructions très bien calorifugiées (comportant des isolements en lièges ou en laine de verre, ou des constructions en bois) on prendra dans chacun des 3 cas : 4 % , 6 %, 10 %.

D) MINORATION DUES AU RAYONNEMENT SOLAIRE -

Pas au programme, ne pas tenir compte des tableaux XII - XIII et XIV

EXEMPLE DE CALCUL DES BESOINS CALORIFIQUES D'UN LOCAL-

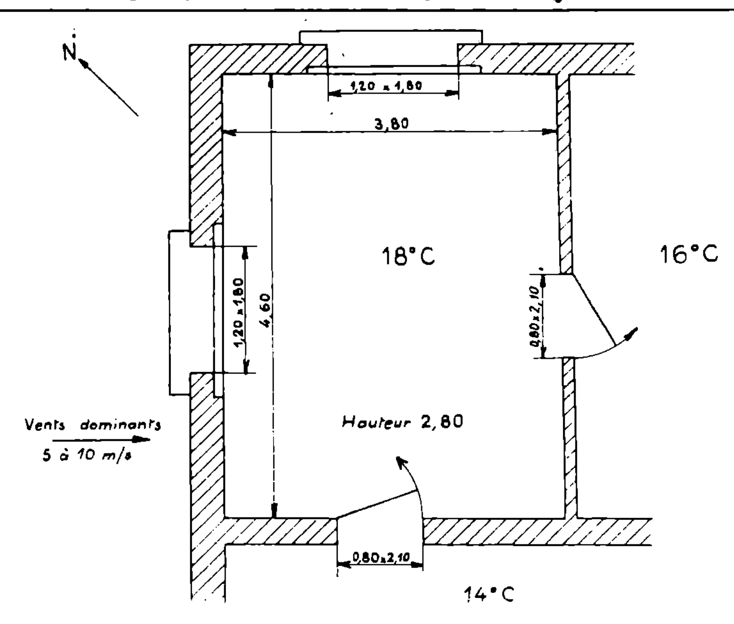


Fig. III-1

Soit le local dont le plan est donné fig. 1, avec te = - 12°C. local sur cave non chauffé.

Au 1er étage, local identique à 18 °C.
Murs extérieurs en moellons de 0, 60 avec enduit de platre intérieur
Mur intérieur en moellons de 0, 60 avec enduit platre intérieur.
Cloison de briques, briques creuses minces avec enduit deux faces: épaisseur 0, 10.
Fenêtres ordinaires bois.
Portes en bois.
Plancher fer hourdis creux avec carrelage sur chape.
Plafond couche de madriers avec revêtement de bois des deux côtés et enduit au-dessous.
Le chauffage prévu est à vapeur basse pression.

Solution - On disposera les calculs dans le tableau suivant où :

- Surface brute désigne la surface de la paroi.
- Surface nette désigne la surface de la paroi diminuée des surfaces des portes et fenêtres.

On cherchera les valeurs des coefficients dans le polyabaque des coefficients "K".
On obtient ainsi le nombre de calories à fournir pour une pièce donnée en une heure pour la maintenir à la température ti, la température extérieure étant effectivement la température extérieure de base te.

Soit Q k cal / H cette quantité.

III. — Choix de la température du fluide et de l'écart

Par température de départ on entend la température du fluide au départ de la chaudière ; en réalité, le fluide arrivera aux émetteurs de calories à une température légèrement inférieure, à cause des pertes de chaleur le long des canalisations.

Par écart, on entend l'abaissement en °C de la température du fluide entre l'entrée et la sortie de l'émetteur de calories.

Ces deux grandeurs sont fixées arbitrairement par l'installateur qui choisira ensuite, en conséquence, le générateur et les émetteurs de calories.

A) EAU CHAUDE -

On choisira une température de départ, en général, comprise entre 75 et 90 °C pour profiter au maximum des possibilités offertes, tout en restant suffisament en dessous du point d'ébullition de l'eau.
L'écart sera, en général, de 20° à 30°, un écart supérieur augmentant d'une façon exagérée la surface de contact de l'émetteur de calories.

Nature et épaisseur des parois	Longueurs	Largeur ou Hauteur	Surface brute	Surface nette	Cube du local	Cube à re nouveler /h	K	Ecart total	Perte par les parois	Suppléments: Exposi-tion Orien-tation	Suppléments: Majo-rations	Suppléments: Calorie	Suppléments: Calories pour la venti-lation	Calories totales
Mur ext. moellons de 0, 60														
Enduit 2 faces	3, 80	2, 80	10, 6	8, 4			1, 5	30	X 380	N E	10 °/。	40X		
Fenêtre N E	1, 20	1, 80	2, 2	2, 2			5	30	330	N E	10 °/。	35		
Mur ext. N W	4, 60	2, 80	12, 9	10, 7			1, 5	30	480	NW + vert	12, 5°/。	60		
Fenêtre N W	1, 20	1, 80	2, 2	2, 2			5	30	330	NW+vent	27, 5°/。	90		
Mur int. S W	3, 80	2, 80	10, 6	8, 9			1, 2	4	43					
Porte S W	0, 80	2, 10	1, 7	1, 7			2, 3	4	16					
Cloison S E	4, 60	2, 80	12, 9	11, 2			1, 5	2	34					
Porte S E	0, 80	2, 10	1, 7	1, 7			2, 3	2	8					
Plancher	4, 60	3, 80	17, 5	17, 5			1, 3	13	300					
Plafond	4, 60	3, 80	17, 5	17, 5				0	0					
Renouvellement d'air (volume					49		0, 3	30					450	
									1 921			225	450	2 596

SOIT 2 600

B) VAPEUR BASSE PRESSION -

La température de départ dépend essentiellement de la pression de la vapeur ; de toute facçon, pour la vapeur basse pression, cette tempé rature est très peu supérieure à 100 °C.

L'écart perd ici tout intérêt ; en effet, la chaleur est fournie à l'enveloppe de l'émetteur de calories, non pas par le refroidissement du fluide chauffant, mais surtout par sa condensation à l'état d'eau.

C) AIR CHAUD -

La température de départ sera, en général, choisie entre 40 et 50 °C, maximum que puissent supporter l'organisme humain sans ressentir ensuite une impression d'inconfort, si ce n'est des risques de brûlures.

Pour des ateliers industriels , on pourra cependant choisir une température de départ allant jusqu'à 100 °C.

L'écart sera la différence entre la température de soufflage et la température ambiante de la pièce, puisque l'émetteur de calories est constitué par la pièce toute entière.

IV. — Efficacité des émetteurs de calories, calcul de leur surface d'échange

A) EAU ET VAPEUR - GENERALITES -

Le passage des millithermies à travers la paroi du radiateur ou du tube s'effectue suivant la formule de Newton $Q = kS(t_i - t_e)$

avec $\frac{1}{k} = \frac{1}{h_i} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_e}$ (cf chapitre II) $h = \alpha + \rho$

S : surface du distributeur

t_i : température moyenne du fluide à l'intérieur du distributeur

t_e : température de la pièce à chauffer.

- L'expérience montre que hi est très grand (de l'ordre de 10 000 m th/m^2 , h, °C). Ceci est dû surtout à la grande valeur du coefficient de convection αi, car le contact entre le fluide (eau ou vapeur) et la paroi, acier ou fonte, est excellent. Le terme $1/h_i$ est donc négligeable.

La vitesse de circulation du fluide à l'intérieur de l'échangeur, qui influence notablement αi, n'aura donc pas finalement d'influence sur k. Il en sera de même pour les pertes de chaleur le long des canalisations.

- L'épaisseur de la paroi est de quelques millimètres ; $\lambda = 60$ mth/m^{2}h°C pour le fer ; on a donc e/λ de l'ordre de 0,0001m^{2}h°C/mth donc négligeable. (nous rappelons que l'unité de longueur est le m).

- Seul donc compte le terme $1/h_e$. On a donc approximativement, $1/k \# 1/h_e$ d'où $k \# h_e$ $h_e = \alpha_e + \rho_e$; ce terme, qui est approximativement égal à 0, 1, peut néanmoins subir des variations assez importantes.

Le coefficient de convection α_e varie avec la circulation de l'air entre les éléments de radiateur qui peut être plus ou moins bonne.

Le coefficient de rayonnement ρ_e dépend, pour un radiateur donné de son emplacement dans la pièce à chauffer (un radiateur placé dans un recoin rayonnera moins bien).

Nous voyons donc que c'est la troisième phase de la transmission à savoir :

$$\text{extérieur de la paroi} \xrightarrow[\text{k cal}]{} \text{pièce}$$

qui conditionne finalement le passage des calories à travers la paroi.

- Il va sans dire que les formes classiques des radiateurs sont l'aboutissement de recherches théoriques et expérimentales. Ces formes permettent d'avoir une grande surface avec un encombrement raisonnable ; le rayonnement est alors assez faible.

- Pour un convecteur, on a même $\rho_e \# 0 : h_e = \alpha_e$

- Pour un panneau rayonnant, nous avons au contraire $\alpha_e \# 0 : h_e = \rho_e$

INFLUENCE DE L'EMPLACEMENT DE LA SURFACE DE CHAUFFE

Si la surface de chauffe agit par convection (radiateur et surtout convecteur) elle doit évidement être placée le plus bas possible, pour que l'air entrainé vers le haut après son échauffement puisse établir des courants de convection.

L'emplacement le plus favorable est incontestablement le voisinage des surfaces refroidissantes en particulier la partie inférieure des fenêtres. (Fig. 2a)

Les courants de convection sont en effet refroidis immédiatement et ne vont pas surchauffer le plafond. En outre et surtout, l'air de ventilation naturelle entrant par les fissures donnant sur l'extérieur est réchauffé immédiatement au voisinage des radiateurs alors que dans le cas contraire (fig. 2b) il doit traverser toute la pièce pour arriver à la surface de chauffe, ce qui se traduit par une diminution de la température au voisinage du sol, donc par une impression d'inconfort.

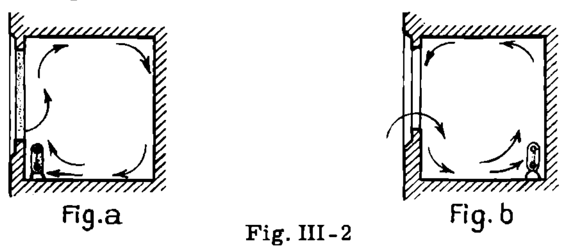


Fig. III-2

On doit toutefois observer que l'installation de radiateurs le long de parois froides a comme conséquence un rayonnement assez important de la face arrière des radiateurs sur ces parois, donc des pertes calorifiques qui peuvent être assez importantes.

Pour des panneaux rayonnants, la question d'emplacement prend une importance considérable et demande une étude judicieuse; en effet, on peut avoir des différences de sensations de confort considérables, en se déplaçant, d'un mètre seulement, dans une pièce dont le chauffage par panneaux rayonnants serait mal conçu.

CALCUL DE LA SURFACE DES EMETTEURS DE CALORIES : RADIATEURS - CONVECTEURS - TUBES -

Le problème qui se pose est le suivant :

Connaissant la quantité de chaleur à fournir Q pour une pièce donnée et les températures du fluide à l'arrivée et au départ de l'échangeur, on veut déterminer le radiateur que l'on doit poser. Deux méthodes sont possibles.

a) Avec le tableau XV -

1°) On se fixe le type du radiateur en fonction des considérations d'esthétique, d'encombrement, etc ... par exemple radiateur à petites colonnes : 4 colonnes.

2°) On lit dans le tableau N° XV la valeur de K. Par exemple, supposons Q = 1 800 k cal/h.

Température à maintenir dans le local 18 °C.

Température du fluide chauffant à l'arrivée 90 °C.

Température du fluide chauffant au départ 70 °C.

On en déduit : température moyenne du fluide chauffant $\frac{90+70}{2} = 80°C$

L'écart de température entre le radiateur et l'air ambiant est de 80 - 18 = 62 °C , et , par suite, dans le tableau N° XV, on lit : k = 8 k cal/ m^2 , h , °C.

3°) On en déduit la surface de chauffe nécessaire en appliquant l'équation de Newton :

$Q = kS(t_2 - t_1)$

ici $t_2 = 80°$
$t_1 = 18°$
$k = 8 kcal/m^2h°C$
$Q = 1.800\ kcal/h$

D'où : $S = \frac{1.800}{8(80-18)} = 3{,}63\ m^2$

4°) On prendra le catalogue du constructeur qui donne pour la série choisie (4, petites colonnes) la surface chauffante en fonction du nombre d'éléments et on en déduira ainsi le nombre d'éléments nécessaire.

Nota - Pour le C. A. P. on ne s'occupera pas des tableaux XV bis, ter et quater.

Calcul rapide : On peut admettre en première approximation assez grossière, qu'un radiateur ordinaire peut fournir dans les conditions normales de fonctionnement :

- 500 k cal/m^2 , h dans le cas d'une installation à eau chaude.
- 700 k cal/m^2 , dans le cas d'une installation à vapeur.

Il sera donc ainsi aisé d'estimer la surface des radiateurs à placer dans un local.

b) Avec le polyabaque du thermicien -
On se sert des abaques 3 et 4.
Reprenons l'exemple précédent.
L'abaque 3 permet d'éviter l'opération $\frac{90 + 70}{2} - 18$

En prenant température de départ 90 °C, en faisant coulisser la réglette pour amener température de retour 70 °C en face 90 °C, on lit directement dans la fenêtre du bas en face 18 °C : 62 °C.

L'abaque 4 nous indique ensuite le nombre d'éléments nécessaires pour un radiateur déterminé ; en effet :

Dans la fenêtre de gauche de l'abaque 4, faisons coulisser la règle pour amener l'index en face de 62° en tirant mentalement un trait horizontal à partir du trait 1 800 calories de la fenêtre centrale, nous voyons que le radiateur à choisir est un de ceux-ci :

Radiateur	Chappée	n° 4	107	9	éléments
"	"	"	95	11	"
"	"	"	80	13	"
"	"	n° 6	65	12	"
"	"	"	80	10	"
"	"	"	95	8	"

On choisira le radiateur parmi les précédents au mieux des considérations d'esthétique et de commodité.

Remarque - Le calcul dans un cas comme dans l'autre admet que le radiateur en question a un coefficient de transmission k moyen, indépendant de l'emplacement du radiateur dans la pièce. Or, nous avons vu que le rendement peut baisser si le radiateur est dans une position qui gêne la convection ou le rayonnement. Dans ce cas, on majorera la surface de 5% , 10% , 15% suivant que l'emplacement du radiateur est plus ou mains mauvais.

Avec le polyabaque, on remarquera que le calcul est tout fait : au lieu de placer l'index en face 62°, on placera le trait 10% par exemple et on lira en face de 1 800 calories le nouveau nombre d'éléments nécessaires.

Nous conseillons de majorer de 5% dans tous les cas, car les radiateurs déterminés par le polyabaque sont supposés placés dans des conditions permettant un rendement optimum, rarement réalisé en pratique.

Dans le cas où les pertes par les canalisations seraient importantes, il faudrait attendre de les avoir calculées (VII) pour connaitre la température du fluide à l'entrée de chaque radiateur et déterminer ainsi la surface de l'échangeur.

Comparaison des deux méthodes -

Le polyabaque est évidement d'un emploi infiniment plus facile et plus rapide mais n'est utilisable que si l'on se sert des radiateurs Chappée, pour l'eau chaude ou la vapeur.

B) AIR CHAUD -

L'influence de l'emplacement de la bouche de soufflage a évidement une importance capitale ainsi que l'orientation des volets, lorsque la bouche en possède; en effet, l'air chaud doit être distribué effectivement dans toute la pièce.

Lorsque le chauffage comprend une reprise d'air, cette bouche de reprise doit être évidement éloignée au maximum de la bouche de soufflage pour que l'air chaud ait eu le temps suffisant de se refroidir avant d'être repris.

Le problème du calcul de la surface d'échange ne se pose évidement pas dans le cas du chauffage à air chaud.

V. — Calcul du débit de fluide nécessaire

A) EAU CHAUDE ET AIR CHAUD -

Soit D le débit de fluide, de chaleur spécifique C, qui fournit Q k cal/h en se refroidissant de Δt°C

On a laors évidement : $D = \frac{Q}{C \Delta t}$

EAU CHAUDE - Nous avons C = 1 k cal/l , °C = 1 k cal/kg, °C.

Δt = écart entre la température d'entrée et de sortie du fluide dans le distributeur (précédement choisi).

Il reste :

$$D = \frac{Q}{1 \times \Delta t}$$

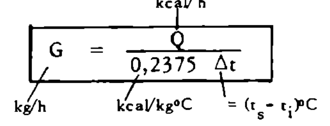
kcal/h (Q) ; l/h (D) ; kcal/l,°C (1) ; °C (Δt)

AIR CHAUD - Nous avons C = 0, 2375 k cal/kg, °C.

(Il est plus logique de rapporter la chaleur spécifique au kg d'air car le volume est essentiellement variable en fonction de la température; pour l'eau il était indifférent de choisir le litre ou le kilogramme).

Δt = écart entre la température de soufflage et l'air de la pièce à chauffer (précédement choisi).

Il reste donc



B) VAPEUR -

Nous verrons, par la suite, que le calcul du débit de vapeur n'est

pas nécessaire pour les calcul d'une installation de chauffage à vapeur basse pression. Il est néanmoins très facile en remarquant que 1 kg de vapeur fournit en se condensant 540 k cal (cf Physique).

Remarque - Connaissant les débits nécessaires pour chaque émetteur de calories, il sera aisé d'obtenir, par addition, le débit de fluide qui devra passer dans les tronçons de canalisations desservant plusieurs émetteurs.

VI. — Etude du phénomène moteur, calcul des diamètres des canalisations et gaines

La suite du livre, à l'exclusion des deux derniers chapitres, sera consacrée à l'étude de ce phénomène et au calcul des diamètres des canalisations. En effet, ce problème est le plus complexe de ceux qui se posent lors du calcul d'une installation de chauffage.

On conçoit que le choix des diamètres aura une importance capitale : en arrivant à un branchement tel que A, le fluide doit se séparer suivant deux débits prédéterminés ;

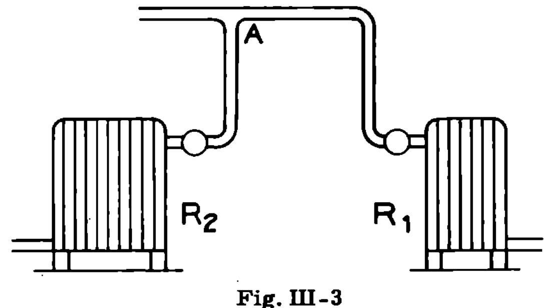


Fig. III-3

Un choix non judicieux des diamètres aurait par exemple, pour conséquence, l'envoi d'un excès de fluide dans le radiateur R_1 qui serait brûlant au détriment du radiateur R_2 qui resterait tiède.

VII — Estimation des pertes le long des canalisations

PROBLEME GENERAL -

- Un certain débit de fluide D circule dans un tronçon de canalisation AB, par exemple.
- Soit t_e la température du fluide à l'entrée du tronçon, c'est-à-dire en A (ne pas confondre avec la température extérieure de base).
- Soit t_a la température du fluide à la sortie du tronçon, c'est-à-dire en B.

- Soit S la surface de la canalisation entre A et B.
- Soit k le coefficient de transmission de la chaleur à travers la paroi de la canalisation.
- La chaleur spécifique du fluide est C.
- Soit t_i la température de la pièce que traverse le tronçon AB.

Il est bien évident que t_a (ou le refroidissement dans le tronçon $\delta = t_e - t_a$) est du aux pertes de chaleur dans le tronçon.

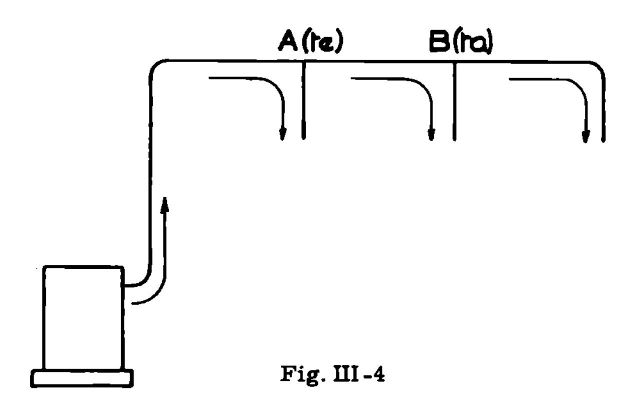


Fig. III-4

Eau chaude et air chaud -

La chaleur perdue est fournie par le fluide en se refroidissant, cette chaleur est :

$$(t_e - t_a)C \times D \text{ soit } \delta CD$$

Cette chaleur a traversé la paroi de la canalisation, son expression est donc d'autre part :

$$Sk\left(\frac{t_e + t_a}{2} - t_i\right)$$

La chaleur fournie étant évidement égale à la chaleur perdue, ces deux expressions sont donc égales, d'où :

$$\delta = \frac{Sk\left(\frac{t_e + t_a}{2} - t_i\right)}{CD}$$

Lors du calcul d'une installation de chauffage, nous cherchons à calculer le refroidissement. En effet, nous savons que l'eau sort de la chaudière à 90°, par exemple, nous calculons le refroidissement dans le premier tronçon, soit 0,70 par exemple, nous connaissons ainsi la température d'entrée du deuxième tronçon, soit 89,3° et nous calculons le refroidissement dans le deuxième tronçon, etc ...

Pour un tronçon déterminé t_a est donc inconnu. Mais le refroidissement δ étant assez faible pour un tronçon déterminé, la température moyenne du fluide dans le tronçon $\frac{t_e + t_a}{2}$ sera donc très proche de la température d'entrée t_e .

Nous pouvons donc écrire, avec une bonne approximation :

$$\delta = \frac{Sk(t_e - t_i)}{C\,D}$$

Si la canalisation est entourée d'un calorifuge ayant un degré d'efficacité n, par esemple 0, 65, c'est-à-dire laissant passer une fraction 1 - n , soit 0, 35, de la chaleur qui passerait si le calorifuge n'existait pas, l'expression donnant le refroidissement devient :

$$\delta = \frac{Sk(1 - n)\,(t_e - t_i)}{C\,D}$$

Eau chaude - Nous avons C = 1 k cal/1, °C.

Soit l la longueur du tronçon envisagé, et f la surface de la canalisation pour une longueur de 1 m, nous avons évidement S = l f, d'où la formule :

$$\underset{^\circ C}{\delta} = \frac{\overset{m}{l}\;\overset{m^2/m}{f}\;\overset{kcal/m^2,h,^\circ C}{k}\;(1 - n)\;\overset{^\circ C}{(t_e - t_i)}}{\underset{kcal/l,^\circ C}{1} \times \underset{l/h}{D}}$$

Remarquons que nous avons bien :

$$^\circ C = m \times \frac{m^2}{m} \times \frac{kcal}{m^2 \times h \times {}^\circ C} \times {}^\circ C \times \frac{l \times {}^\circ C}{kcal} \times \frac{h}{l} = {}^\circ C$$

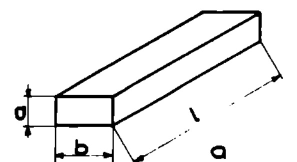
La formule est bien homogène, des degrés ne pouvant être égaux qu'à des degrés.

Pour une canalisation donnée le tableau XV quater donnera directement la valeur du produit f k (k varie légèrement avec l'écart de température entre le fluide et l'air extérieur, ainsi que l'on peut s'en rendre compte sur le tableau) (cf chapitre II).

Air chaud - Nous avons C = 0, 2375 k cal/kg; °C.

D'où la formule :

$$\underset{^\circ C}{\delta} = \frac{\overset{m^2}{S}\;\overset{kcal/m^2,h,^\circ C}{k}\;(1 - n)\;\overset{^\circ C}{(t_e - t_i)}}{\underset{kcal/kg,^\circ C}{0{,}2375}\;\underset{kg/h}{G}}$$



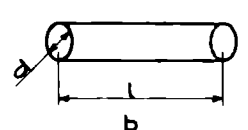


Fig. III-5

Avec S = 2 (a + b) l dans le cas d'une gaine rectangulaire (fig. 5a) et S = πdl dans le cas d'une gaine cylindrique (fig. 5b) toutes les longueurs étant comptées en mètres.

On aura la valeur de k en fonction de la nature et de l'épaisseur du

matériau qui constitue la gaine d'air chaud dans les tableaux IV et V par exemple.

VAPEUR BASSE PRESSION -

Le phénomène devient beaucoup plus complexe car la vapeur se trouve à une température très peu supérieure à 100 °C et une partie de la vapeur se condense dans la canalisation après s'être refroidie de quelques degrés.

On emploira donc la règle empirique suivante :

$$\text{pertes en kcal} = \phi_{mm} \times L_{m}$$

ϕ diamètre intérieur de la tuyauterie sans calorifuge en mm.

L longueur en mètres du tronçon.

VIII. — Choix du générateur de calories

Le calcul des calories à fournir par heure, pour compenser les déperditions de chaque pièce, d'une part, l'estimation des pertes le long des canalisations, d'autre part, permet de connaitre le nombre total de calories à fournir par heure pour toute l'installation.

Soit X k cal/h.

Chaudières à charbon et à vapeur basse pression ou à eau chaude.

Coupe schématique d'une telle chaudière :

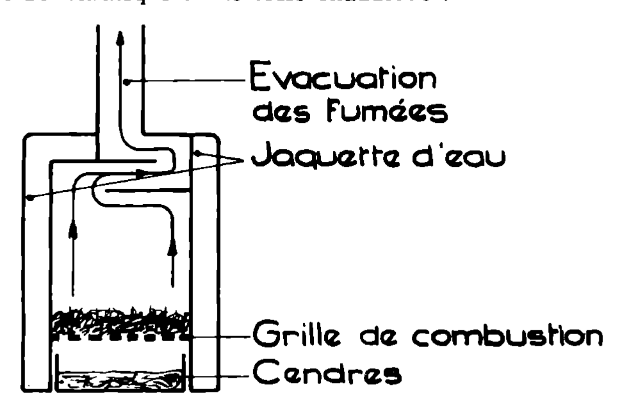


Fig. III-6

Le charbon brûle sur la grille en dégageant des calories qui sont transmises à l'eau de la jaquette.

Nous avons donc deux phénomènes bien distincts :

- Combustion et transmission des calories à l'eau.

Donnons d'abord quelques définitions :

Surface de chauffe : aire de toutes les surfaces qui reçoivent d'un côté la chaleur du foyer et des gaz et la transmettent de l'autre au fluide chauffé.

Surface de chauffe mouillée : surface en contact avec l'eau (dont le niveau n'atteint pas la partie supérieure de la chaudière dans le cas du chauffage à vapeur).

Dans une chaudière à eau chaude la surface de chauffe mouillée et la surface de chauffe sont équivalentes.

Surface de grille : surface totale (vides et pleins) supportant le charbon.

Puissance horaire : nombre de calories fournies en une heure par la chaudière.

Allure de combustion : nombre de kg de combustible susceptibles d'être brûlés par mètre carré de surface de grille et par heure dans un foyer.

Notions succintes sur la combustion -

L'allure de chauffe dépend du combustible utilisé. De plus, une partie de la chaleur en puissance dans le combustible est perdue.

Définissons les pertes et le rendement.

Pertes : différence entre la quantité de hcaleur libérée par la combustion complète de combustible et la quantité de chaleur transmise au fluide chauffant par la chaudière.

Plusieurs sortes de pertes :

- Pertes par chaleur sensibles des fumées 12 à 15 % haute température des fumées qui s'échappent.
- Pertes provenant de la présence de gaz combustible dans les fumées (oxyde de carbone, carbures d'hydrogène) environ 1, 5 %.
- Pertes par imbrûlés environ 3 % : charbon non brûlé dans les cendres et les machefers et dans la cheminée (suie).
- Pertes par la chaudière qui transmet par rayonnement et con vection à la chaufferie une certaine quantité de chaleur environ 5 %.

Rendement : c'est le rapport $\frac{Q - q}{Q}$

Q quantité de chaleur produite par la combustion complète de 1 kg de combustible brut (pouvoir calorifique inférieur).

q quantité de chaleur représentant les pertes totales (ramenées à 1 kg de combustible).

(Q - q représente la quantité de chaleur réellement transmise au fluide chauffant).

Finalement, pour un combustible donné, un mètre carré de surface de grille, dans une chaudière normale fournira sensiblement un nombre déterminé de calories en une heure.

anthracite : 145 000 k cal/h, m^2 de surface de grille
coke : 115 000 k cal/h, m^2 de surface de grille.

Pour l'anthracite, cette règle empirique correspond à une allure de combustion de 32 kg/h, m^2 de surface de grille, et un rendement de 60 % (l'anthracite a un pouvoir calorifique inférieur de 8 000 k cal/kg).

Remarque : Ces deux chiffres (145 000 et 115 000) sont susceptibles d'être très augmentés dans le cas de chaudières, en acier, notamment lorsqu'elles possèdent des grilles mécaniques à chargement automatique.

On peut même dire que dans certaines chaudières modernes de grande puissance ou les transmissions de calories ont été particulièrement favorisées par les" léchages "judicieux des échangeurs par les flammes et fumées les notions de surface de chauffe et de surface de grille arrivent à perdre toute signification.

Transmission de la chaleur à l'eau de la jaquette -

La transmission s'effectue :

- un peu par conduction de la chaleur par la grille et les parois internes de la jaquette,
- un peu par convection des fumées chaudes le long des parois internes de la jaquette,
- beaucoup par rayonnement direct du foyer sur les parois internes de la jaquette.

Cette transmission dépendra du matériau constitutif de la chaudière, fonte ou acier.

Pour un matériau donné, la quantité de calories sera sensiblement proportionnelle à la surface de chauffe mouillée.

Chaudières en acier :
10 000 à 14 000 k cal/h, m^2 de surface de chauffe mouillée

Chaudières en fonte :
8 000 à 12 000 k cal/h, m^2 de surface de chauffe mouillée
(8 000 pour les grandes et 12 000 pour les petites)

Choix de la chaudière :

Exemple : soit X = 30 000 k cal à fournir.

Choisissons une chaudière en fonte et à charbon ; elle sera de moyenne importance (30 000 k cal).

D'après les règles empiriques énoncées, si l'on choisit l'anthracite comme combustible, nous devons avoir :

$$\frac{30\ 000}{145\ 000} \quad 0,2\ m^2 \text{ de surface de grille}$$

et

$$\frac{30\ 000}{10\ 000} \quad 3\ m^2 \text{ de surface de chauffe}$$

On choisira dans le catalogue du constructeur la chaudière ayant

les caractéristiques les plus proches par excès de

- 0, 2 m^2 de surface de grille
- 3 m^2 de surface de chauffe.

La puissance horaire sera alors légèrement supérieure à 30 000 k cal/h.

Nous voyons donc que la puissance horaire est déterminée, en fin de compte, par le plus lent des deux phénomènes :

- combustion
- transmission

Les chaudières sont construites de telle façon que la combustion dégage en une heure un nombre de calories sensiblement égal à celui que la paroi interne de la jaquette peut transmettre au fluide. En première approximation, il suffit de chercher à avoir un rapport constant

surface de chauffe/surface de grille

par exemple 15 * $\frac{145\ 000}{10\ 000}$ pour une série de chaudières en fonte de moyenne importance utilisant de l'anthracite.

On admet cependant un léger excédent de surface de grille, la combustion étant limitée ensuite par le régulateur.

IX. — Rappels relatifs aux combustibles, calcul de la consommation de combustible

Nous renvoyons le lecteur au guide du Monteur pour l'étude de la combustion, des combustibles, des chaufferies et soutes à combustibles.

Nous rappelons néanmoins ici quelques notions :

Critères de qualité de combustibles solides :

1°) Teneur en matières volatiles : elle est à la base de la classification des houilles et des anthracites cf page 40 du guide du monteur.

Seuls les charbons peu chargés en matières volatiles donneront de bons rendements dans les chaudières à chauffage central.

2°) Teneur en cendres : intervient pour le décrassage des feux et la manutention des cendres. La température de fusion des cendres doit être assez élevée pour éviter la formation de gros morceaux de machefer qu'on aurait du mal à évacuer.

3°) Teneur en eau : l'eau renfermée dans le combustible se vaporise en absorbant une partie de la chaleur produite. La vapeur d'eau ainsi formée s'échappe dans l'atmosphère avec les produits de la combustion d'où pertes et diminution du rendement, de l'ordre de 3 % pour les houilles, 20 % pour le bois.

4°) Teneur en soufre : doit être inférieure à 2 % en raison de l'influence destructive de ce corps sur les chaudières.

5°) Pouvoir calorifique inférieur (quantité de calories susceptibles d'être fournies par la combustion d'1 kg de combustible, l'eau contenue dans ce combustible étant perdue dans les fumées à l'état de vapeur).

Il sera utile de retenir les chiffres suivants :

Coke	6 500 à 7 000	k cal/kg
Houille	7 500	k cal/kg
Anthracite	8 000	k cal/kg

6°) Calibrage :

sortes	calibre en mm
FINES	
Pulvérulents..................	0/1 à 0/2
Fines.........................	0/3 à 0/6
CALIBRES	
Granulés......................	3 / 6
Grains........................	6 /10
Braisettes....................	10/15
Noisettes.....................	15/30
Noix..........................	30/50
Gailletins....................	50/80
Gros calibrés.................	80/120
CRIBLES	
Cribles ordinaires............	> 50
Gros criblés..................	> 120

Les fines et les pulvérulents comprennent tous les morceaux passant au travers d'un crible de 6 mm. Le terme pulvérulents est réservé aux fines inférieures d 2 mm.

Les criblés comprennent par opposition aux fines tous les éléments ne passant pas au travers d'un crible de dimension donnée. Par exemple, un criblé de 120 ne comprendra que des morceaux d'une dimension supérieure à 120 mm.

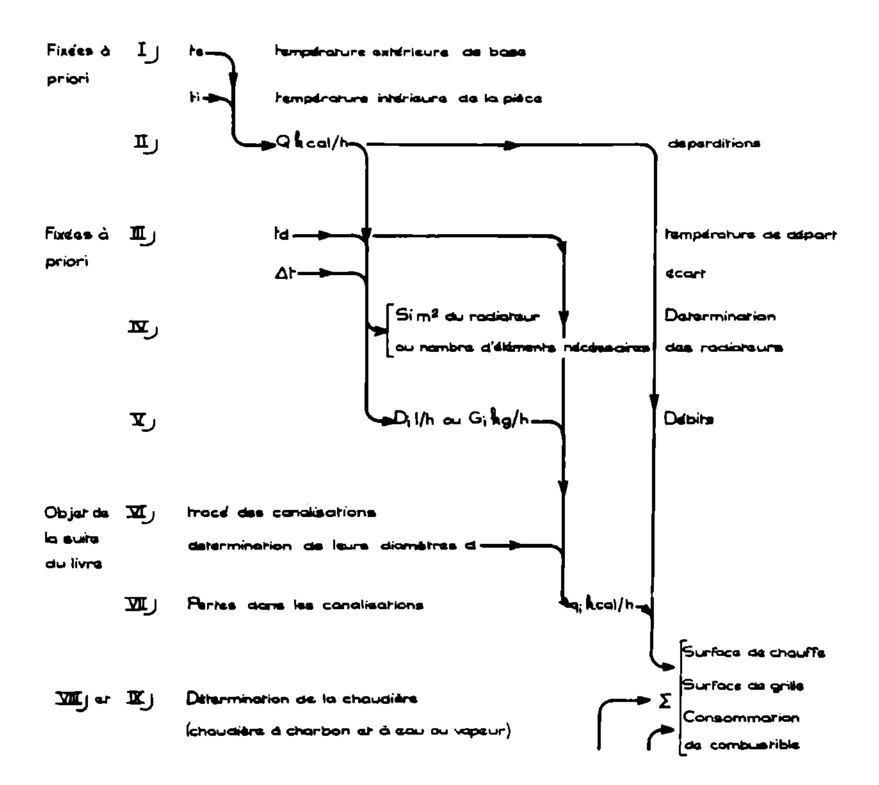
Les calibrés comprennent les morceaux refusés par un crible (exemple 50 mm) et passant au travers d'un autre (exemple 80 mm). Ils sont donc caractérisés par l'indication de 2 nombres (exemple 50/80).

Calcul de la consommation de combustible :

Exemple : soit un chauffage nécessitant X = 30 000 k cal/h.
On brûle dans la chaudière un combustible ayant un pouvoir calorifique inférieur de 8 000 m th/kg avec un rendement de 65 %.
La quantité de combustible consommée par jour lorsque la température extérieure sera effectivement t_e sera évidement :

$$24 \times \frac{30\ 000}{0,65 \times 8\ 000} = 139 \text{ kg}$$

Diagramme résumant l'enchainement des diverses opérations indiquées dans ce chapitre



L'indice i indique qu'il s'agit d'une pièce déterminée
d'un radiateur déterminé
ou d'un tronçon de canalisation déterminé

Σ indique que l'on a fait la somme des quantités relatives à chaque pièce ou à chaque tronçon.

Ballons d'eau chaude -

Nous renvoyons le lecteur au chapitre XXIII du guide du monteur

pour la description détaillée des ballons à eau chaude.

Dans le cas ou le fluide chauffant est l'eau chaude ou la vapeur, la surface de chauffe (ou surface de l'échangeur du ballon° est la surface du cylindre intérieur ou des tubes intérieurs.

Pour le calcul de la surface de l'échangeur du ballon, on admettra comme coefficient de transmission : (en première approximation et pour des échangeurs ordinaires)

600 k cal/m^2, h, °C pour un échangeur eau-eau
1 500 k cal/m^2, h, °C pour un échangeur vapeur b p -eau

Exemple :

Soit à réchauffer 1 000 litres d'eau par heure de 10 °C à 70 °C, avec un ballon eau chaude - eau chaude, le fluide chauffant étant de l'eau à 80 °C

Calories à fournir 1 000 x 60

Ecart $80 - \frac{70 + 10}{2} = 40$ °C

Surface de l'échangeur $\frac{60\ 000}{600 \times 40} = 2,5\ m^2$

CHAPITRE IV

INTRODUCTION A LA FORMULE DE BERNOULLI

Ce chapitre n'est pas explicitement au programme du C.A.P., mais il est vivement recommandé de bien le comprendre pour pouvoir suivre la suite du cours. Il est d'ailleurs très simple.

Vitesse - Accélération

La vitesse est le chemin parcouru par un mobile lorsqu'on rapporte ce chemin à l'unité de temps.

A) CAS DE LA VITESSE CONSTANTE -

Un cycliste roule sur une route à la vitesse de 5 m/s si x est le chemin parcouru en m et t le temps écoulé en secondes, on a :

$$x = v\,t \quad \text{avec} \quad v = 5$$

B) CAS DE LA VITESSE VARIABLE -

La vitesse peut être variable. Une automobile est à l'arrêt, elle démarre et 60 secondes après elle est à la vitesse de 50 km/h.

- A l'instant 0, la vitesse est nulle (voiture immobile).
- A l'instant 60 secondes, la vitesse est de 50 km/h.

Entre ces deux instants, la vitesse a pris toutes les valeurs entre 0 et 50 km/h.

M_1 (t_1) M_2 (t_2)

Fig. IV-1

Soit le mobile :

- en M_1 à l'instant t_1
- en M_2 à l'instant t_2

La vitesse moyenne entre M_1 et M_2 est $\dfrac{M_1 M_2}{t_2 - t_1}$

Mais si M_1 et M_2 sont très éloignés ($t_2 - t_1$ grand) la vitesse a eu le temps de varier beaucoup.

La vitesse instantanée en M_1 (ou M_2) est $\frac{M_1 M_2}{t_2 - t_1}$

Mais avec M_1 et M_2 très rapprochés ($t_2 - t_1$ petit) ainsi la vitesse entre M_1 et M_2 n'aura pas eu le temps de varier et :

$\frac{M_1 M_2}{t_2 - t_1}$ donnera bien la vitesse au point M_1 .

La vitesse instantanée en 1 point est donc la vitesse moyenne entre le point et un autre point très rapproché du premier.

Lorsque la vitesse est variable, il importe de savoir si la voiture mettra peu de temps pour passer de 0 à 50 km/h, dans ce cas elle sera réputée "nerveuse" c'est-à-dire accélérant bien ou si elle mettra longtemps pour passer de 0 à 50 km/h, dans ce cas elle sera réputée "peu nerveuse", c'est-à-dire accélérant mal.

L'accélération est la variation de vitesse rapportée à l'unité de temps.

Soit le mobile :

- en M_1 à l'instant t_1 avec la vitesse instantanée v_1
- en M_2 à l'instant t_2 avec la vitesse instantanée v_2

L'accélération moyenne entre M_1 et M_2 est : $\frac{v_2 - v_1}{t_2 - t_1}$

Fig. IV-2

Mais si M_1 et M_2 sont très éloignés($t_2 - t_1$ grand) $v_2 - v_1$ sera grand et nous serons mal renseignés sur la variation de vitesse.

L'accélération instantanée en M_1 (ou M_2) est $\frac{v_2 - v_1}{t_2 - t_1}$

Mais avec M_1 et M_2 très rapprochés ($t_2 - t_1$ petit) donc $v_2 - v_1$ petit (la vitesse n'ayant pas eu le temps de varier beaucoup.

En résumé, l'accélération exprime la tendance à la variation de la vitesse.

C) UNITES -

Unités	c g s	M T S - M Kp S
Vitesse	cm/s	m/s
Accélération	cm/s/s	m / s / s

En effet, l'accélération est une vitesse divisée par un temps donc une longueur divisée deux fois par un temps.

D) CAS DE L'ACCELERATION NULLE -

Si l'accélération est nulle en tout point $v_1 = v_2$ et de proche en

proche, on voit que la vitesse reste constante. On est dans le cas du mouvement uniforme.

Principe de l'inertie

Un corps en mouvement ne peut changer sa vitesse que si une force lui a été appliquée.

Une automobile roule sur la route parfaitement plane, le conducteur débraye.

a) sa voiture est parfaite (aucune force de frottement ni dans les roulements ni entre les pneumatiques et la route) et elle roule dans le vide (pas de résistance de l'air).
Elle roulera indéfiniment à la même vitesse (accélération nulle).

b) sa voiture est imparfaite (forces de frottement) et elle subit une résistance de la part de l'air, sa vitesse ira en diminuant, donc son accélération sera négative et ceci à cause des forces résistantes.

c) un fort vent arrière se lève : sa vitesse ira en augmentant, donc son accélération sera positive et ceci à cause des forces motrices dues au vent.

Relation fondamentale de la dynamique

On a donc vu que :

- si la force est nulle, l'accélération est nulle.
- si la force est négative (résistante) l'accélération est négative.
- si la force est positive (motrice) l'accélération est positive.

Il est donc logique de poser :

$$\boxed{F = m\gamma}$$

La force est proportionnelle à l'accélération.
La constante de proportionnalité s'appelle la masse du corps.

Dans un système, l'accélération est définie dès que l'on s'est donné les unités de longueur et de temps.

- Si l'on se donne l'unité de masse 1 g. ou 1 tonne (cgs, MTS) la relation précédente donne l'unité de force 1 dyne ou 1 sthène.
- Si l'on se donne l'unité de force 1 kg. poids, la relation précédente donne l'unité de masse.

La masse d'un corps est caractéristique du corps, elle ne dépend que de son volume et de sa matière.

CAS DE LA PESANTEUR - CHUTE DES CORPS -

Expérience - Faisons le vide dans un grand cylindre vertical et lâchons au même instant une bille d'acier et une feuille de papier. Ils arriveront en bas en même temps après être toujours restés au même niveau.

Leurs vitesses instantanées sont donc toujours égales ainsi que leurs accélérations. L'expérience montre encore que l'accélération reste constante et ne dépend que du parallèle sur lequel on se trouve sur le globe terrestre et de l'àltitude du lieu.

Cette accélération s'appelle accélération de la pesanteur, et elle vaut à PARIS :

	981	cm/s/s
ou	9,81	m/s^2

Cette accélération se désigne par g. (à ne pas confondre avec l'abréviation de l'unité de masse le gramme : g)

Si le cylindre était plein d'air, la bille serait arrivée avant le papier car elle aurait subi une plus grande résistance de la part de l'air.

POIDS D'UN CORPS -

Le poids d'un corps est la force qui agit sur ce corps lorsqu'il se trouve soumis à l'accélération de la pesanteur.

Le poids d'un corps dépend :

1°) de sa masse (volume et matières)
2°) du lieu où il se trouve (accélération de la pesanteur).

POIDS = FORCE

$$\text{MASSE} = \frac{\text{POIDS}}{\text{ACCELERATION}}$$

Différentes formes d'énergie

1°) L'énergie cinétique d'un corps en mouvement est le travail que peut fournir ce corps quand sa vitesse s'annule (cf Physique)

L'expérience et la théorie montrent que :

Energie cinétique = $\frac{1}{2} m V^2$ unités de travail dans le système correspondant.

Vérifions que m V^2 représente bien un travail.

$$m = \frac{\text{Force}}{\text{Accélération}} \qquad \text{Vitesse} = \frac{\text{Longueur}}{\text{temps}}$$

$$\text{Accélération} = \frac{\text{Longueur}}{\text{temps x temps}}$$

d'où :

$$m\,V^2 = \frac{\text{Force}}{\frac{\text{Longueur}}{\text{temps x temps}}} \times \frac{\text{Longueur}}{\text{temps}} \times \frac{\text{Longueur}}{\text{temps}} = \text{Force x Longueur}$$

après simplifications, nous retrouvons bien un travail (Force x Longueur).

2°) L'énergie potentielle est l'énergie en réserve qu'un corps possède du fait de sa position actuelle, de sa forme et de sa situation dans l'espace.

Elle ne peut pas être connue en valeur absolue, on ne peut mesurer que ses variations lors de déplacements (cf Physique).

Travail d'une force : $F \times l \times \cos\alpha$

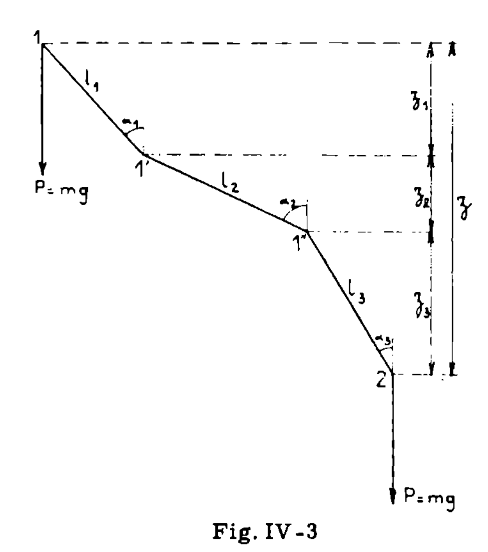


Fig. IV-3

Calculons la variation d'énergie potentielle d'un corps de masse m placé dans un lieu où l'accélération est g, lorsqu'il suit le trajet 1 1' 1" 2.

entre 1 et 1' $T = P \times l_1 \cos\alpha_1 = Pz_1$

entre 1' et 1" $T = P \times l_2 \cos\alpha_2 = Pz_2$

entre 1" et 2 $T = P \times l_3 \cos\alpha_3 = Pz_3$

Travail total entre 1 et 2
$T = P(z_1 + z_2 + z_3) = Pz$

Le travail est égal au poids multiplié par la différence de cotes, il ne dépend donc pas du chemin suivi mais de la différence d'altitude entre la position initiale et la position finale.

DIFFERENCE D'ENERGIE POTENTIELLE = MGZ = PZ

Autres formes d'énergie cf Physique.

Principe de la conservation de l'énergie

L'énergie mécanique totale d'un corps est égale à la somme de l'énergie potentielle et de l'énergie cinétique.

FORME SIMPLIFIEE DU PRINCIPE -

Dans un système en mouvement sans frottements, ni chocs, l'énergie mécanique totale se conserve.

FORME GENERALE DU PRINCIPE -

L'énergie totale d'un système isolé est invariable quelles que soient les transformations de ce système.

Théorème des forces vives

Le travail des forces extérieures, appliquées à un corps, est égal à la variation d'énergie cinétique du corps si le déplacement s'est effectué sans frottement ni chocs.

Soit un corps ayant la vitesse v_1 en A_1 on lui applique des forces $\vec{a}$, $\vec{b}$, (ce sont ces forces qui lui occasionnent une variation de vitesse car si ce système n'était soumis à aucune force, il garderait indéfiniment sa vitesse cf principe de l'inertie) en A_2 il a la vitesse v_2 .

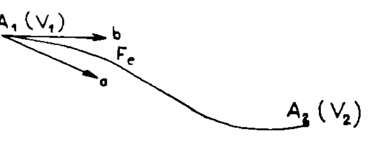


Fig. IV-4

D'après le principe de la conservation de l'énergie mécanique totale, nous démontrons le théorème des forces vives dans le cas particulier ou la seule force extérieure est la pesanteur, le travail de la pesanteur est égal à la diminution d'énergie potentielle donc à l'augmentation d'énergie cinétique puisque l'énergie mécanique totale se conserve.

On admet sans démonstration le théorème dans le cas général.

Théorème de Bernoulli

Considérons un fluide parfait sans frottements (sans viscosité) en mouvement permanent dans une conduite.

Le mot permanent veut dire que en un point fixe par rapport à la conduite les particules de liquide passeront toujours à la même vitesse.

Le fluide sera considéré incompressible , c'est-à-dire que poids et masse spécifique sont constants.

Soient :

$\bar{\varpi}$, le poids spécifique (poids de l'unité de volume du fluide).
ρ , la masse spécifique (masse de l'unité de volume du fluide).

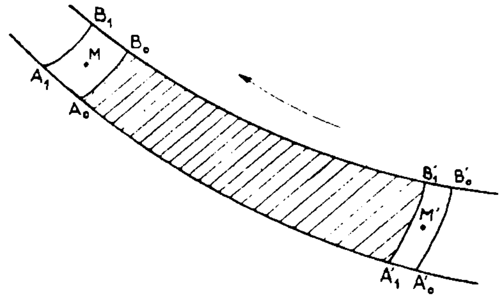


Fig. IV-5

On a donc : $\varpi = \rho g$

- Au temps t, le fluide occupe la position $A_0\ B_0\ A'_0\ B'_0$
- Au temps t + dt (variation très petite de temps), le même fluide occupe la position $A_1\ B_1\ A'_1\ B'_1$

Appliquons le théorème des forces vives entre les deux positions $A_0\ B_0\ A'_0\ B'_0$ et $A_1\ B_1\ A'_1\ B'_1$

<u>Variation d'énergie cinétique</u> : $\frac{1}{2}m(V^2 - V'^2)$

La variation d'énergie cinétique du volume hachuré est nulle (régime permanent)

m représentant la masse de liquide comprise entre $A_0\ B_0$ et $A_1\ B_1$
m représente donc aussi la masse de liquide comprise entre $A'_0\ B'_0$ et $A'_1\ B'_1$ car il n'y a pas eu de pertes de fluide et comme le fluide est incompressible, les volumes de ces deux portions de liquide sont égaux; soit v ce volume.

On a : $m = \rho v = \frac{\varpi}{g} v$

d'où : variation d'énergie cinétique.

$$\frac{1}{2}\frac{\varpi}{g}v\ (V^2 - V'^2)$$

<u>Travail de la pesanteur</u> (1ère force extérieure : λ)

m g (z' - z) , puisque le vecteur mg est dirigé vers le bas.

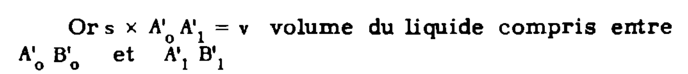
$$= \frac{v\varpi g}{g}(z' - z) = \varpi v\ (z' - z)$$

<u>Travail des forces de pression</u> (2ème force extérieure) :

soit p' la pression exercée sur la face $A'_0\ B'_0$

$p' = \frac{f'}{s}$, s étant la surface de la section de la canalisation en A'_o B'_o

Cette force s'est déplacée de A'_o A'_1 donc son travail est : $f' \times A'_o A'_1 = p's \times A'_o A'_1$


Or $s \times A'_o A'_1 = v$ volume du liquide compris entre A'_o B'_o et A'_1 B'_1

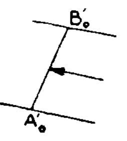


Fig. IV-6

Donc le travail de cette force est p'v.

De même, le travail dû à la pression entre A_o B_o est - pv puisque le déplacement est de sens contraire à la force de pression.

En résumé, le travail dû à la pression est v (p' - p).

p et p' sont les pressions aux points M et M', qui sont les centres des volumes A_o B_o A_1 B_1 et A'_o B'_o A'_1 B'_1

z et z' sont les cotes des points M et M'.

L'application du théorème des forces vives entre les deux positions A_o B_o A'_o B'_o et A_1 B_1 A'_1 B'_1 donne :

$$\frac{1}{2}\frac{\varpi}{g} v \left(V^2 - V'^2\right) = \varpi v \left(z' - z\right) + v \left(p' - p\right)$$

D'où, en divisant par ϖv

$$z + \frac{p}{\varpi} + \frac{V^2}{2g} = z' + \frac{p'}{\varpi} + \frac{V'^2}{2g}$$

Le théorème se traduit donc par :

Dans un fluide parfait, incompressible, en mouvement permanent dans une conduite la quantité $z + \frac{p}{\varpi} + \frac{V^2}{2g}$ reste constante le long de la conduite.

CHAPITRE V

NOTIONS SIMPLES SUR L'ÉCOULEMENT DES FLUIDES

Formules fondamentales

A) CAS D'UN MOUVEMENT PERMANENT D'UN FLUIDE PARFAIT INCOMPRESSIBLE -

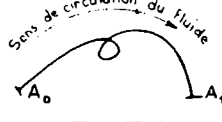


Fig. V-1

On a (formule de Bernoulli)

$$\frac{V_0^2}{2g} + \frac{p_0}{\varpi} + Z_0 = \frac{V_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\varpi} + Z_1 \quad (1)$$

B) CAS D'UN MOUVEMENT PERMANENT D'UN FLUIDE REEL -

La résistance qu'opposent la viscosité et les frottements à l'écoulement du fluide se traduit par une perte de charge J'

On aura alors :

$$\frac{V_0^2}{2g} + \frac{p_0}{\varpi} + Z_0 = \frac{V_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\varpi} + Z_1 + J'$$

V_1 est la vitesse

g l'accélération de la pesanteur

p est la pression

ϖ est le poids spécifique (poids de l'unité de volume du liquide)

Z est la cote du point considéré (comptée à partir de n'importe quel niveau puisque les cotes n'interviennent que par leur différence)

La relation (1) nous montre que le long d'un filet fluide sans viscosité et incompressible en mouvement permanent l'expression ;

$$\frac{V^2}{2g} + \frac{p}{\varpi} + Z$$

reste constante. Cette somme constante de trois termes, qui peuvent être variables, porte le nom de charge.

La relation (2) nous montre que avec les mêmes hypothèses mais en considérant un fluide visqueux et non plus parfait, la charge décroit entre A_0 et A_1 de la quantité J' qui porte dès lors le nom de perte de charge entre A_0 et A_1. Ici J' s'exprime en unités de longueur car elle est égale à une somme de longueurs.

En chauffage, on transforme (2) en la multipliant par ϖ d'où :

$$\frac{\varpi V_0^2}{2g} + p_0 + \varpi Z_0 = \frac{\varpi V_1^2}{2g} + p_1 + \varpi Z_1 + J'' \quad (J'' = \varpi J') \qquad (3)$$

On appelle alors charge la quantité : $\frac{\varpi V^2}{2g} + p + \varpi Z$ et J" est la perte de charge, mais ici charge et perte de charge sont des sommes de pressions et s'expriment en unités de pression, souvent en hauteur de colonne d'eau. Ici un nombre de mm d'eau exprime une pression et non pas une hauteur. Le lecteur vérifiera aisément que 1 mm CE = 0,1 g/cm^2.

Dans les deux cas la charge "s'use" entre A_0 et A_1 de la perte J' ou J" qui se transforme en chaleur par suite de la viscosité et des frottements.

Calcul de la perte de charge entre deux points d'un circuit

A) LES DEUX POINTS SONT TRES VOISINS -

- En A , on a : $V_0 = V$, $p_0 = p$, $Z_0 = z$

- En A', on a : $V_1 = V + dV$, $p_1 = p + dp$, $Z_1 = z + dz$

ou dV dp et dz sont des variations très petites puisque les 2 points sont très rapprochés (d V, d p , d z sont algébriques) et que la grandeur V, p ou Z n'a pas pu varier beaucoup.

On a donc :

$$J'' = \frac{(V^2 + 2VdV + dV^2 - V^2)\varpi}{2g} + p + dp - p + \varpi(z + dz - z)$$

Le premier terme donne $\frac{(2VdV + dV^2)\varpi}{2g}$ or dV^2 est négligeable devant 2VdV en effet dV est un infiniment petit, prenons pour fixer les idées:

$$dV = \frac{1}{100\,000} \text{ m/s}$$

$$dV^2 = \frac{1}{10\,000\,000\,000} (\text{m/s})^2$$

on voit donc que 2 V a beau être grand dV^2 sera toujours négligeable devant 2 VdV,

Et on a, en définitive (posons - J" = J)

$$J_A^{A'} = \frac{\varpi V dV}{g} + dp + \varpi dz \qquad (4)$$

J est négatif car il représente la différence entre la charge de A' et celle de A, or la charge en A' est inférieure à la charge en A de la quantité : pertes de charge entre A et A'.

B) LES DEUX POINTS SONT A DISTANCE FINIE -

On décompose cette distance en distances très petites AA',A'A",A"A'''

Fig. V-2

et on écrit :

$J_A^{A'} =$

$J_{A'}^{A''} =$

$J_{A''}^{A'''} =$

....

$J_{A^n}^{B} =$

Et en ajoutant, on a :

$$J_A^B = \sum_A^B \frac{\varpi V dV}{g} + p_B - p_A + \sum_A^B \varpi dz \qquad (5)$$

La formule (5) s'applique à tous les fluides imparfaits (visqueux et compressibles (ϖ non constant) car on l'applique entre des points deux à deux très rapprochés entre lesquels ϖ n'a pas pu varier beaucoup, donc l'équation de Bernoulli reste applicable.

En effet J_A^B perte de charge totale entre A et B est bien égale à la somme des pertes de charges entre A et A', A' et A", A" et A'''etc. . . A^nB

$\sum_A^B \varpi V dV$ représente la somme des quantités

$\frac{\varpi V dV}{g}$ entre A et A', A' et A". . . A^net B

$\sum_A^B \varpi dz$ représente la somme des quantités

ϖdz entre A et A', A' et A". . . A^n et B

$$\sum_A^B dp = p_{A'} - p_A + p_{A''} - p_{A'} + p_{A'''} - p_{A''} + \ldots + p_B - p_{A^n} = p_B - p_A$$

J_A^B est négatif pour la même raison que précédemment à condition que le fluide aille de A vers B.

Etude de la perte de charge : J

(J" = - J' EST POSITIF). J" est la perte de charge dûe au fait que le fluide n'est pas parfait, c'est-à-dire est visqueux, c'est-à-dire ne se déplace pas sans frottements qui dissipent de la chaleur donc du travail.

Ces frottements sont de deux sortes.

I) RESISTANCES DE FROTTEMENT DU FLUIDE CONTRE LES PAROIS -

Les seules qui interviennent dans les parties droites des canalisations.

Elles sont évidemment proportionnelles aux longueurs.

Si on appelle R la chute de pression en mm de colonne d'eau par mètre de conduite et l la longueur du tronçon, la résistance dûe au frottement du tronçon sera l R où R dépend de la vitesse du fluide, et du diamètre de la conduite.

L'expérience et la théorie montrent que :

$$R = \varpi \times \alpha \times \frac{1}{d} \frac{V^2}{2g}$$

d le diamètre de la conduite
V la vitesse du fluide
ϖ le poids spécifique du fluide
α un coefficient qui dépend de la nature de la paroi.

II) RESISTANCES ACCIDENTELLES -

Elles proviennent du frottement des molécules du fluide entre elles et sont importantes, surtout lorsqu'il se forme des tourbillons dûs aux brusques variations de sections (qui provoquent de brusques variations de vitesse) ou aux brusques variations de directions.

On appellera Z la perte de charge en mm de colonne d'eau qu'entraine un organe (pièce en T, robinet, étranglement, coude). Z est une pression.

L'expérience et la théorie montrent que :

$$Z = \xi \varpi \frac{V^2}{2g}$$

V vitesse du fluide
ϖ poids spécifique du fluide
ξ coefficient appelé module de résistance qui ne dépend que de la nature de la résistance accidentelle et du diamètre de la conduite.

On remarque que $\frac{\varpi}{g} = \mu$ masse spécifique donc $\frac{\varpi}{2g} V^2 = \frac{1}{2} \mu V^2$ est l'énergie cinétique perdue pour l'unité de volume.

On aura donc :

$$\boxed{J''^{B}_{A} = \sum_{A}^{B} lR + \sum_{A}^{B} Z}$$

Σ indiquant qu'il y a plusieurs tronçons et plusieurs accidents et qu'il faut faire la somme des valeurs des pertes de charge pour chaque tronçon et chaque accident.

Usage des tableaux - Exemples simples

I) TABLEAUX RELATIFS AUX RESISTANCES DUES AU FROTTEMENT R -

1) Principe des tableaux -

Si nous considérons la résistance par mètre de tuyauterie R elle ne dépend que du diamètre de la canalisation (c'est-à-dire du périmètre) et de la vitesse du fluide et de la nature du fluide (c'est-à-dire de sa viscosité qui représente sa plus ou moins grande faculté de s'écouler à travers un orifice étroit : la colle est plus visqueuse que l'eau).

Donc, pour chaque fluide, on aura un tableau à double entrée.

- Dans la colonne de gauche, on lira les valeurs des Résistances.
- Dans la ligne du haut, on lira les diamètres.
- Dans les cases ainsi formées, on lira les vitesses.

Mais lorsqu'on connait le diamètre et la vitesse, on connait le débit, en effet, on a:

$$\frac{\pi d^2}{4} \times v = Q$$

d diamètre ; v : vitesse ; Q : débit.

En effet : $v = \frac{1}{t} = v$ m / sec.

$\frac{\pi d^2}{4} \times v$ représente bien le nombre de m^3 par seconde, c'est-à-dire le débit si d est exprimé en m. Si d est en mm et que l'on veuille le débit en litres par minute, on multipliera par les coefficients nécessaires.

Or ces calculs sont tous faits dans les tables ou l'on a inscrit le débit correspondant à une vitesse donnée et un diamètre donné si bien que les tableaux XXII, XXIV correspondant à l'eau et à l'air se présentent ainsi :

	d_1	d_2	d_3	d_4
R_1	x	x	x	x
R_2	x	débit vitesse	x	x
R_3	x	x	x	x

Le tableau XXVI relatif à la vapeur basse pression se présente de la même façon avec la différence qu'au lieu du débit on a inscrit la quantité de chaleur qui lui est proportionnelle.

2) Exemples -

a) Cas du chauffage à eau chaude : Diamètre de la canalisation à adopter pour avoir une résistance par mètre de 2, 4 mm de hauteur d'eau approximativement avec un débit de 58 000 litres à l'heure Donner alors lavitesse.

On ouvre le tableau XXII et on regarde les lignes horizontales R = 2, 3 , R = 2, 5 en y cherchant le débit 58 000.

On voit que l'on peut :

- soit choisir un diamètre de 169 mm qui donnera une résistance de 2, 43 mm et une vitesse de 0, 73 m/s.
- soit choisir un diamètre de 180 mm qui donnera une résistance de 2, 33 mm et une vitesse de 0, 75 m/s.

b) Cas du chauffage à air chaud : Donner la résistance /m en mm de hauteur d'eau dans un conduit de diamètre 300 pour un débit de 0, 023 m^3 seconde. Donner aussi la vitesse.

On ouvre le tableau XXIV et on regarde la colonne verticale d = 300.

On voit que le débit 0, 023 est compris entre 0, 022 et 0, 024.

La résistance sera donc en mm de hauteur d'eau :

- 0, 001 dans le cas d'une conduite en maçonnerie sans enduit spécial.
- 0, 0006 dans le cas d'une conduite en tôle de fabrication et de montage peu soigné.
- 0, 0005 dans le cas d'une conduite en tôle bien régulière et raccordée avec soin.

La vitesse sera de 0, 3 m/s dans les trois cas évidemment puisqu'elle est parfaitement déterminée lorsqu'on connait diamètre et débit.

c) Cas du chauffage à vapeur basse pression :

1°) Donner la quantité de chaleur transportée en k cal/heure (ou en calories heure) et la vitesse en m/s pour un diamètre de 46 mm lorsqu'on veut une résistance par mètre de 10 mm de hauteur d'eau.

On ouvre le tableau XXVI et on lit à l'intersection de la ligne:

R = 10 mm et de la colonne d = 46 mm :

44 500 calories par heure.
22, 5 m par seconde.

2°) Donner le diamètre de la conduite qui donnera une résistance par mètre de 12 mm d'eau approximativement et une quantité de chaleur de 100 000 k cal par heure. Donner aussi la vitesse en m/s.

Ouvrons le tableau XXVI et suivons les alentours de la ligne horizontale R = 12.

Nous voyons que l'on peut choisir :

- soit un diamètre de 60 mm ce qui donnera une résistance par mètre de 11 mm de hauteur d'eau et une vitesse de 28, 2 m/s.

- soit un diamètre de 57,5 mm ce qui donnera une résistance par mètre de 13, 3 mm d'eau et une vitesse de 29 m/s.

II) TABLEAUX RELATIFS AUX RESISTANCES LOCALES (OU ACCIDENTELLES) Z -

I) Principe des tableaux -

Z dépend évidemment de la vitesse et de la nature de l'accident.

La nature de l'accident, c'est-à-dire la plus grande chance de mieux casser les filets liquides et de provoquer des tourbillons sera représentée par un module de résistance ξ

On trouvera le module d'un accident déterminé :

- dans le bas à gauche du tableau XXII suite dans le cas de l'eau.
- dans la table XXIV ter dans le cas de l'air.
- entre les tables XXVI bis et XXVI ter dans le cas de la vapeur basse pression.

Un tableau à double entrée donnera ensuite les valeurs de Z en fonction du module ξ et de la vitesse.

Le tableau XX II bis dans le cas de l'eau.
Le tableau XXIV bis dans le cas de l'air.
Le tableau XXVI bis dans le cas de la vapeur basse pression.

2) Exemples -

a) Cas de l'eau : Déterminer la résistance locale Z en mm d'eau (abréviation de mm de hauteur d'eau car Z est une pression et non pas une longueur), créée par un robinet coudé avec réglage pour une conduite de 26 mm où l'eau circule à 0, 21 m/s.

Ouvrons le tableau XXII suite.
On lit $\xi = 6$
On en déduit dans le tableau XXII bis à l'intersection de la colonne 6 et des lignes : 0, 20 et 0, 22 Z = 13, 25 mm d'eau.

b) Cas de l'air : Déterminer la résistance locale Z mm d'eau créée par un changement de direction, coude à angle brusque, arêtes vives $\alpha = 60°$ lorsque l'air circule à 1, 1 m/s.

Ouvrons le tableau XXIV ter, on y lit $\xi = 0,4$
Prenons le tableau XXIV bis, pour $\xi = 0,4$ et v = 1, 1, on lit : Z = 0, 03 mm d'eau.

c) Cas de la vapeur basse pression : Déterminer la résistance locale Z mm d'eau créée par une chaudière lorsque le fluide circule à 10 m/s.

Ouvrons le tableau XXVI bis.
On y lit $\xi = 2,5$

On regarde la ligne horizontale R = 10, on y lit Z = 8,1 mm d'eau.

Méthode des approximations linéaires expliquée sur les exemples que l'on rencontre dans la lecture des tableaux

1) Prenons l'exemple c relatif aux résistances locales.

On a une colonne $\xi = 2$ et une autre $\xi = 3$
- Pour R = 10 mm et $\xi_1 = 2$, on a $Z_1 = 6,5$
- Pour R = 10 mm et $\xi_2 = 3$, on a $Z_2 = 9,7$

On a $Z_2 - Z_1 = 3,2$ pour $\xi = 2,5$ il faut ajouter à 6, 5 ou retrancher à 9, 7 :
$\frac{Z_2 - Z_1}{2} = 1,6$ d'où Z = 6, 5 + 1, 6 = 8, 1 mm.

2) Prenons l'exemple c, 2°) relatif aux résistances dûes au frottement.

Dans le cas du diamètre de 60 :

Si R = 10 Q = 95 000
Si R = 12 Q = 105 000

Donc si :

$$R = \frac{10 + 12}{2} = 11 \qquad Q = \frac{95 + 105}{2} = 100\ 000$$

Dans le cas du diamètre de 57, 5 :

Si $R_1 = 12$ $Q_1 = 93\ 800 \# 94\ 000$

Si $R_2 = 14$ $Q_2 = 102\ 700 \# 103\ 000$

$$103\ 000 - 94\ 000 = 9\ 000$$

$$103\ 000 - 100\ 000 = 3\ 000 = \frac{9\ 000}{3}$$

Donc pour avoir Q = 100 000, il faut retirer à R_2 le tiers de la différence $R_2 - R_1 = 2$, d'où R correspondant à 100 000 est $R_2 - \frac{2}{3} = 14 - 0,7 = 13,3$ mm

3) Prenons l'exemple b relatif aux résistances locales.

Ici il y a une double approximation à faire.
En effet, s'il y avait une ligne v = 1, 1, elle serait :

1	$\xi = 1$ 0, 06	$\xi - 2$ x	$\xi = 3$ ---------
1 , 1	0, 075	x	---------
1 , 2	0, 09	x	---------

$(0,075 = \frac{0,06 + 0,09}{2}$; $1,1 = \frac{1,2 + 1}{2})$

Donc pour v = 1, 1 $\xi=0$ Z = 0 évident
$\xi=1$ Z = 0, 075

or $\xi=0{,}4$, donc Z est égal aux $\frac{4}{10}$ de 0, 075, donc 0, 03.

4) Remarque très importante :

Toutes ces approximations doivent se faire rapidement et de tête (habitude à prendre). Leur parfaite exactitude n'est pas nécessaire car elles représentent déjà une approximation. On arrondira donc les chiffres dans les limites du raisonnable.

USAGE DE POLYABAQUE DU THERMICIEN (ABAQUE 2) -

Soit à résoudre le problème suivant:
Quel diamètre doit on choisir pour avoir une résistance par frottement de 7 mm de hauteur d'eau, approximativement, pour une canalisation de 9 m de long où circule un débit d'eau chaude de 450 kg/h ? Quelle est alors la résistance par frottement exacte ? Sachant que ce tronçon de canalisation comporte un coude arrondi et un double coude droit quelle est la valeur des résistances locales en mm de hauteur d'eau.

Solution : En suivant les indications relations au maniment du polyabaque (portées sur la partie cachée de la réglette)

1ère lecture : le diamètre le plus proche est 33. Faisons coulisser un peu la réglette pour amener exactement 450 kg/h en face de 33.

2ème lecture : Nous avons directement les résultats suivants :
Résistance par frottement exacte : 7, 6 mm de hauteur d'eau
Coefficient des résistances particulières : 0, 85
Dans le tableau des modules, nous lisons $\zeta_1 + \zeta_2 = 2{,}5$
Résistances locales : 0, 85 x 2, 5 = 2, 12 mm de hauteur d'eau.
A titre documentaire : v = 0, 132 m/s.

Comparaison de l'abaque et des tableaux -

La résolution de ce problème à l'aide des tableaux classiques eut nécessité :

- une division pour avoir la résistance par mètre due au frottement
- une première lecture du tableau XXII pour obtenir la valeur du diamètre convenable
- une approximation linéaire pour avoir la nouvelle valeur de la résistance par mètre et la vitesse
- une multiplication pour avoir la résistance exacte dûe au frottement, pour tout le tronçon
- une lecture du tableau XXII bis avec approximation linéaire, si besoin est.

L'usage de l'abaque est donc beaucoup plus aisé. En effet, le nombre d'opérations à effectuer est moindre d'une part et deux intermédiaires sont devenus inutiles (Résistance dûe au frottement/m et vitesse), d'autre part.

CHAPITRE VI

CHAUFFAGE A EAU CHAUDE EN THERMOSIPHON

Principe de fonctionnement

A) CAS D'UN SEUL RADIATEUR -

Soit un circuit A B C D E F A comportant en A une chaudière et en D une surface de chauffe (radiateur ou convecteur ou panneau rayonnant)

L'eau chauffée en A quitte la chaudière à la température t et s'élève dans le sens de la flèche f.

I) LES PERTES DE CHALEUR DES CONDUITES MAITRESSES SONT NEGLIGEABLES -

L'eau garde la température t jusqu'à son entrée dans la surface de chauffe D. Après s'être refroidie dans le corps de chauffe en cédant une partie de sa chaleur à l'air du local, elle ressort à une température $t' < t_0$

Devenue plus dense (parce que moins chaude) l'eau tend à descendre suivant la flèche f'. Elle garde sa température t' jusqu'à son arrivée à la chaudière (puisque les pertes de chaleur des conduites maitresses sont négligeables) où elle est ramenée à la température t avant de recommencer son circuit.

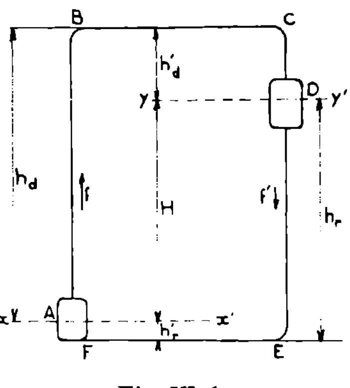


Fig. VI-1

On supposera en outre, que la température de l'eau entre les deux orifices de la chaudière et de la surface de chauffe varie linéairement. Par suite, par mesure de simplification, on peut admettre qu'au-dessus du plan moyen x' x de la chaudière et y' y du corps de chauffe, l'eau

est à la même température t que dans les conduites de départ et en-dessous à la même température t' que dans les conduites de retour.

Soient enfin ϖ_t et $\varpi_{t'}$ les poids spécifiques de l'eau aux températures t et t'.

Appliquons l'équation (5) du chapitre sur l'écoulement des fluides à la circulation dans tout le circuit, on a :

$$J_A^A = \int_A^A \frac{\varpi V dV}{g} + \int_A^A \varpi dz \qquad \text{car } p_A - p_A = 0$$

L'expérience montre que $\int_A^A \frac{\varpi V dV}{g}$ est négligeable devant $\int_A^A \varpi dz$ à cause des faibles vitesses de circulation.

Par suite, on a :

$$J_A^A = \int_A^A \varpi dz = \int_A^B \varpi dz + \int_B^C \varpi dz + \int_C^D \varpi dz + \int_D^E \varpi dz + \int_E^F \varpi dz + \int_F^A \varpi dz$$

Or $\int_B^C \varpi dz = \int_E^F \varpi dz = 0$; car ces deux portions de circuit étant horizontales dz sera nul pour toute petite partie de ce circuit.

Calculons $\int_A^B \varpi dz$

Coupons le tronçon A B en morceaux très petits.

On aura :

$$\int_A^B \varpi dz = \varpi_t\, AA_1 + \varpi_t\, A_1A_2 + \ldots + \varpi_t\, \overline{A_nB}$$

ϖ est le même pour chacun des tronçons puisque la température est la même.

Donc $$\int_A^B \varpi dz = \varpi_t\, h_d$$

De même $$\int_C^D \varpi dz = -\varpi_t\, h'_d$$

car tous les dz sont négatifs puisque l'on progresse du haut vers le bas).

$$\int_D^E \varpi dz = -\varpi_{t'}\, h_r \ ; \quad \int_F^A \varpi dz = \varpi_{t'}\, h'_r$$

Fig. VI-2

Donc $$\int_A^A = \varpi_t (h_d - h'_d) - \varpi_{t'} (h_r - h'_r)$$
$$= (\varpi_t - \varpi_{t'})\, H$$

Car $h_d - h'_d = h_r - h'_r = H$

On a d'autre part $\varpi_{t'} > \varpi_t$ puisque $t' < t$

Donc la différence positive :

$$\boxed{H\,(\varpi_{t'} - \varpi_t)}$$

représente une pression orientée de bas en haut et cette pression à laquelle est soumis le plan d'eau x x' dans la chaudière et qui constitue <u>la charge du système</u> détermine un mouvement de circulation constant dans le sens indiqué par les flèches. C'est cette pression que l'on appelle <u>force hydromotrice</u>.

Il est bien évident qu'en régime permanent :

(I) $$\boxed{- J_A^A = H\,(\varpi_{t'} - \varpi_t)}$$

La perte de charge totale du circuit est égale à la force hydromotrice. C'est la conséquence de la démonstration que nous venons de faire (J étant négatif car on a une chute de pression, - J est positif dans le sens du circuit).

On constate que la force hydromotrice sera d'autant plus grande :

1°) que H sera plus grand, c'est-à-dire que le corps de chauffe sera plus élevé par rapport à la chaudière, celle-ci sera placée par suite au point bas du circuit. Ainsi les circuits alimentant les radiateurs placés au rez-de-chaussée disposeront d'une charge inférieure à celle des circuits alimentant des radiateurs placés aux étages supérieurs.

2°) que $(\varpi_{t'} - \varpi_t)$ sera plu grand, c'est-à-dire que l'écart de fonctionnement sera plus important. On constate ainsi que si H est faible du fait de la disposition des locaux à cahuffer, on aura intérêt à faire fonctionner l'installation avec un écart aussi grand que possible (20-30 °C par exemple). On est cependant limité par la surface des radiateurs.

II) LES PERTES DE CHALEUR DANS LES CONDUITES MAITRESSES NE SONT PAS NEGLIGEABLES -

Soit le circuit dessiné ci-contre :

Le fluide sort de la chaudière en A_0 à la température t_0 arrive en A_1 à la température t_1 etc ...

Les températures ne sont pas constantes dans les tronçons. Nous le supposerons néanmoins en prenant la température moyenne du tronçon. Le poids spécifique de l'eau dans le tronçon sera donc supposé constant et égal au poids spécifique de l'eau à la température moyenne.

En appliquant l'équation (5) on obtient :

$$+ J_{A_0}^{A_0} = \sum_{A_0}^{A_0} \frac{\varpi V dV}{g} + \sum_{A_0}^{A_0} \varpi dz$$

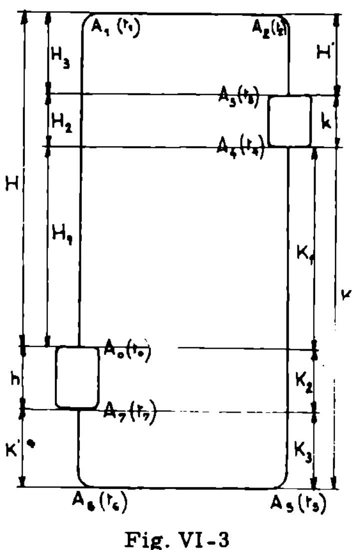


Fig. VI-3

Le premier terme est négligeable pour la même raison que précédemment.

Etudions le deuxième terme

$$\sum_{A_0}^{A_0} \varpi dz = \sum_{A_0}^{A_1} \varpi dz + \sum_{A_1}^{A_2} \varpi dz + \sum_{A_2}^{A_3} \varpi dz + \sum_{A_3}^{A_4} \varpi dz +$$

$$+ \sum_{A_4}^{A_5} \varpi dz + \sum_{A_5}^{A_6} \varpi dz + \sum_{A_6}^{A_7} \varpi dz + \sum_{A_7}^{A_0} \varpi dz$$

On a $\sum_{A_1}^{A_2} \varpi dz = \sum_{A_5}^{A_6} \varpi dz = 0$ tronçons horizontaux.

Tronçon	Température moyenne	Poids Spécifique
A_0 A_1	$\theta_1 = \frac{t_0 + t_1}{2}$	$\bar{\omega}_1$
A_2 A_3	$\theta_3 = \frac{t_2 + t_3}{2}$	$\bar{\omega}_3$
A_3 A_4	$\theta_4 = \frac{t_3 + t_4}{2}$	$\bar{\omega}_4$
A_4 A_5	$\theta_5 = \frac{t_4 + t_5}{2}$	$\bar{\omega}_5$
A_6 A_7	$\theta_7 = \frac{t_6 + t_7}{2}$	$\bar{\omega}_7$
A_7 A_0	$\theta_0 = \frac{t_7 + t_0}{2}$	$\bar{\omega}_0$

Avec l'hypothèse que $\bar{\omega}$ moyen reste constant pour tout un tronçon et en se référant à la démonstration donnée dans le I, on a :

$$\sum_{A_0}^{A_1} \varpi dz = H \varpi_1 = (H_1 + H_2 + H_3) \varpi_1$$

$$\sum_{A_2}^{A_3} \varpi dz = - H' \varpi_3 \text{ (dz est négatif)}$$

$$\sum_{A_3}^{A_4} \varpi dz = - k \varpi_4 \text{ (dz est négatif)}$$

$$\sum_{A_4}^{A_5} \varpi dz = - K \varpi_5 = - (K_1 + K_2 + K_3) \varpi_5$$

$$\sum_{A_6}^{A_7} \varpi dz = K' \varpi_6$$

$$\sum_{A_7}^{A_0} \varpi dz = h \varpi_0$$

D'où en sommant et en remarquant que :

$H' = H_3$, $k = H_2$, $K_1 = H_1$, $K_2 = h$ et $K_3 = K'$

On a :

II

$$- J = H' (\varpi_3 - \varpi_1) + k (\varpi_4 - \varpi_1) + K_1 (\varpi_5 - \varpi_1) + K_2 (\varpi_5 - \varpi_0) + K_3 (\varpi_5 - \varpi_7)$$

On a : $\varpi_3 , \varpi_4 , \varpi_5 > \varpi_1$, $\varpi_5 > \varpi_0$, $\varpi_7 > \varpi_5$

Car : $\theta_3 , \theta_4 , \theta_5 < \theta_1$, $\theta_5 < \theta_0$, $\theta_7 < \theta_5$

Donc ici les quatre premiers termes sont positifs et le dernier négatif.

Ici - J représente la charge du système ou la force hydromotrice.

Le principal terme de la charge est $K_1 (\varpi_5 - \varpi_1)$ dans le cas où la chaudière est à la cave car K représente la hauteur d'un ou plusieurs étages et $\varpi_5 - \varpi_1$ est important à cause de la chute importante de température dans la surface de chauffe.

II BIS) CAS DE CHAUFFAGE A NIVEAU (OU D'APPARTEMENTS).

Supposons un chauffage d'appartement où les pertes de chaleur dans les conduites maitresses sont négligeables (conduites très bien calorifugées). Comme la surface de chauffe est au niveau de la chaudière H = 0. Or, qui dit circulation dit pertes de charge qui devraient être nulles puisque :

$$- J = H (\varpi_{t'} - \varpi_t) :$$

La circulation est impossible.

Un chauffage d'appartement ne peut fonctionner que si l'on fait exprès de ne pas caloriguger les canalisations maitresses.

On aura le schéma suivant :

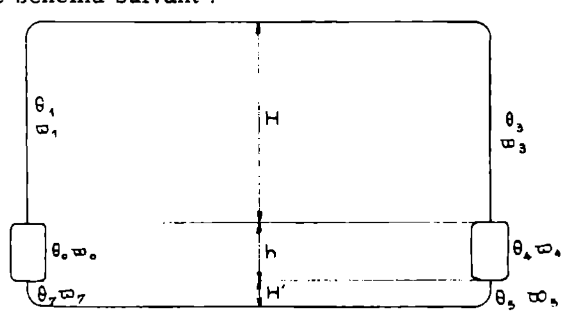


Fig. VI-4

En prenant les températures moyennes, on aura :

$$- J = H (\varpi_3 - \varpi_1) + h (\varpi_4 - \varpi_0) + H' (\varpi_5 - \varpi_7)$$

Les deux premiers termes sont assez importants. Le troisième négatif, est très faible en valeur absolue.

B) CAS DE PLUSIEURS RADIATEURS -

On aura des branchements mais pour chaque radiateur, il faudra considérer son circuit comme s'il était seul, et on pourra ainsi déterminer sa charge hydromotrice.

C) CONCLUSION GENERALE -

Le principe de fonctionnement du chauffage à eau chaude en thermosiphon peut donc s'expliquer ainsi :

Le fluide est sollicité par une force hydromotrice et par des forces de résistances le long des parois et aux obstacles accidentels tels que coudes, robinets, etc ...
Lors de la mise en route du chauffage, la charge est supérieure aux résistances et le fluide s'accélère car il y a une pression résultante donc une force, et qui dit force, dit accélération (équation fondamentale de la dynamique

Mais en accélérant, la vitesse augmente et, par conséquent, les résistances. Il arrive un moment où la charge est égale à la perte de charge et la résultante des pressions, donc des forces, étant nulle, l'accélération devient nulle, la vitesse reste constante, on est dans le cas du mouvement permanent, seul cas que nous ayons étudié jusqu'à présent (c'est d'ailleurs le seul où les calculs soient abordables).

D) REMARQUE IMPORTANTE -

Tout ce qui concerne le principe du chauffage doit être très bien compris et l'élève doit être capable de retrouver la démonstration des formules, non en faisant appel à la mémoire, mais en partant de l'équation de Bernoulli, et en raisonnant comme nous avons fait ici.

Vase et colonne d'expansion

I) ROLE -

1°) Le vase d'expansion placé au sommet de l'installation permet la dilatation de l'eau (qui lorsqu'elle s'échauffe, augmente de volume).

2°) Il permet souvent l'évacuation de l'air des conduites et radiateurs (cf purge d'air).

3°) Il constitue un organe de sécurité en cas d'emballement de la chaudière en permettant le dégagement de la vapeur si la température de l'eau atteint 100 °C.

II) DESCRIPTION -

De forme cylindrique ou parallélipipédique, il est construit en tôle galvanisée (pour empêcher la rouille car l'eau s'y trouve en contact avec l'air).

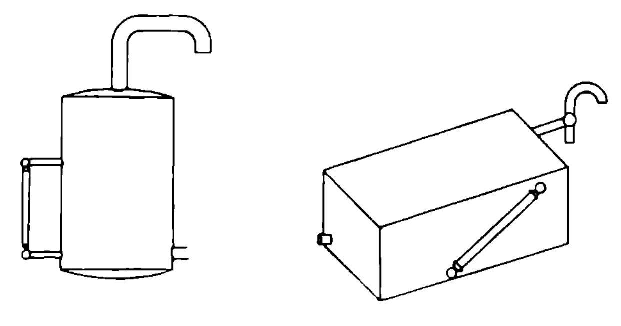


Fig. VI-5

Il comporte :

1°) à son point bas la tubulure d'arrivée de la colonne le reliant à la chaudière (colonne d'expansion).

2°) à sa partie supérieure, une tubulure de trop plein et une tubulure de sortie d'air.

3°) éventuellement un niveau d'eau visible. Ce niveau peut être remplacé par un appareil spécial (hydromètre) placé dans la chaufferie et qui permet au chauffeur de contrôler directement le niveau d'eau dans l'installation.

III) EMPLACEMENT DU VASE D'EXPANSION ET ETUDE DE LA COLONNE -

Le vase d'expansion doit être en communication avec l'atmosphère pour pouvoir permettre le dégagement de vapeur.

Il doit donc être situé à la partie la plus haute de l'installation, mais si on le met dans les combles, il faut bien le calorifuger pour éviter la formation d'un bouchon de glace qui empêcherait la communication avec l'atmosphère.

La colonne d'expansion relie le vase directement à la chaudière.

1°) Dans le cas de la distribution supérieure, on prendra comme colonne d'expansion la colonne de distribution cf fig. 6.

2°) Dans le cas de la distribution inférieure, il faudra avoir un tube spécial que l'on appelle alors tube de sécurité cf. fig. 7.

IV) CALCUL NUMERIQUE DU VOLUME DU VASE D'EXPANSION

1°) Lorsqu'on connait le volume V d'eau de l'installation, on peut faire le calcul axact du volume minimum nécessaire. En effet, il faut avoir un volume minimum au-dessus du niveau libre, lorsque l'eau est à 0°C, égal à l'accroissement de volume de toute l'eau de l'installation lorsqu'elle passe de 0 à 100°.

De 10° à 90°, le coefficient moyen de dilatation de l'eau est de $5\ 10^{-4}$ (on ne compte pas la dilatation du vase).

Soit une installation contenant 120 litres d'eau à 10°C ; à 90°, le volume sera :

$$120 \text{ litres} + 120 \times 5 \times 10^{-4} \times 80$$
$$\text{soit } 120 + 4{,}8 \text{ litres.}$$

Il faudra donc un vase d'expansion de 5 litres minimum (on prendra au moins 6 àù 8 litres pour avoir une marge de sécurité).

En effet, lorsque l'installation fonctionne à 90°C, le trop plein déborde et lorsqu'elle est redescendue à 10°C lors d'une future mise en route, il faut, pour que la circulation puisse s'amorcer, qu'il y ait encore de l'eau dans le vase d'expansion.

2°) Mais le calcul du volume d'eau de l'installation est très pénible et on se contentera de la formule suivante :

0, 7 litre par m^2 de radiateur

ou bien 1, 2 à 1, 4 litre pour 1 000 k cal.

Modes de distribution

I) DISTRIBUTION SUPERIEURE -

(ou en parapluie). Les colonnes verticales sont alimentées par un collecteur qui passe dans les combels ou à l'étage supérieur de l'immeuble à chauffer. L'eau circule alors en descendant dans les colonnes de distribution cf fig. 6.

II) DISTRIBUTION INFERIEURE -

(ou en chandelles). Les colonnes verticales sont alimentées par un collecteur passant dans la cave parallèlement au collecteur de retour. L'eau circule en montant dans les colonnes de distribution.

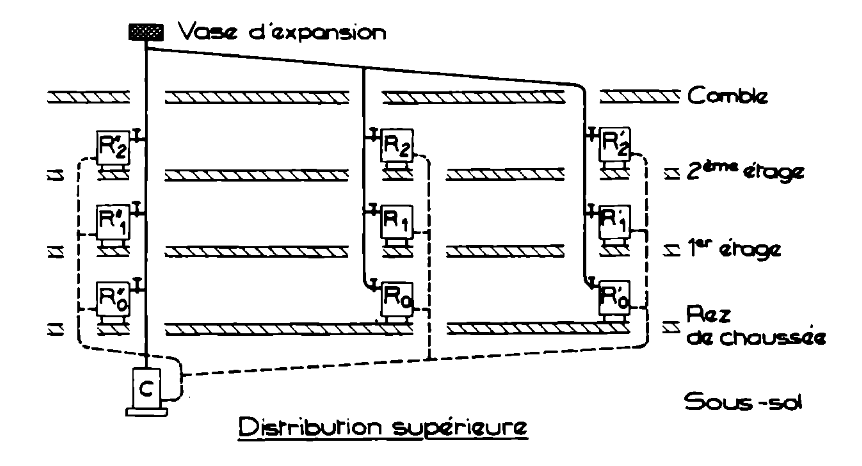


Fig. VI-6

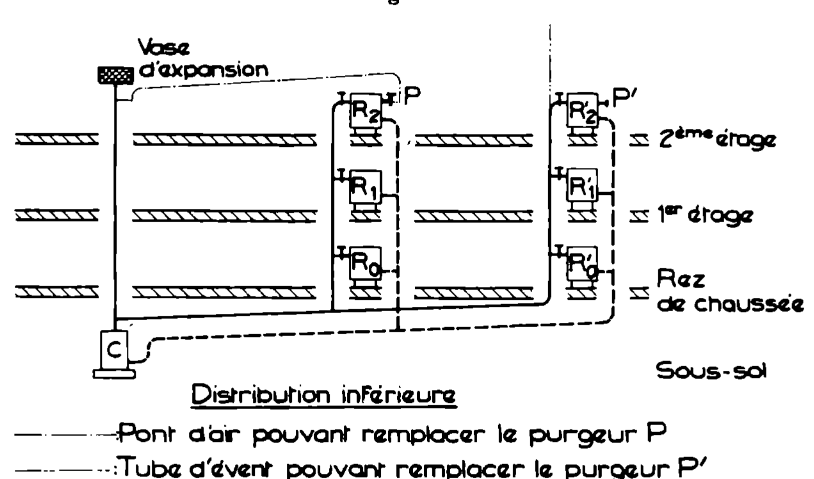


Fig. VI-7

La distribution supérieure est plus simple au point de vue de la purge d'air (cf paragraphe suivant), mais elle comporte un plus gros développement des conduites d'eau chaude, ce qui risque d'augmenter les pertes de chaleur (en particulier la colonne montante principale toujours de gros diamètre doit être soigneusement calorifugiée, sauf dans le cas du chauffage d'appartement.

Purge d'air

Une évacuation totale de l'air (notamment lors du remplissage de l'installation) est absolument nécessaire pour assurer le bon fonctionnement de l'installation. En effet, s'il y a un bouchon d'air, la continuité de l'eau sera interrompue et la force hydromotrice permettant la circulation n'existera plus.

I) DANS LE CAS DE LA DISTRUBUTION SUPERIEURE -

Aucune difficulté sauf dans le cas du passage de porte (cf guide du monteur p. 207 - 208), en effet, voyons la figure 6.

Lorsque l'installation se remplit, l'eau en montant chasse l'air devant elle et si l'on a disposé la conduite de distribution avec une pente descendante de la colonne de distribution principale vers les colonnes les plus éloignées comme l'indique la figure 6, l'air se trouvera donc chassé vers la vase d'expansion d'où il pourra s'échapper. De même, si on a une rentrée d'air accidentelle, il s'évacuera de lui-même sans difficulté.

II) DANS LE CAS DE LA DISTRIBUTION INFERIEURE -

Il est nécessaire de prévoir des systèmes de purge d'air sinon l'air s'accumulerait dans la partie haute des radiateurs et empêcherait la circulation.

On peut employer trois systèmes de purge :

1°) Purgeurs à main P cf fig. 7 -

Ils ont le grave inconvénient de permettre aux usagers de soutirer de l'eau chaude lors du fonctionnement du chauffage.
Un purgeur est constitué par une vis que l'on peut plus ou moins dévisser pour laisser sortir l'air.

2°) Tuyauteries de purge d'air reliant les têtes des colonnes montantes à la colonne d'expansion cf fig. 7 -

Mais il faut que ces tuyauteries soient pleines d'air pour éviter une circulation d'eau parasitaire entre le radiateur et la colonne d'expansion. Il faudra donc une pente montante de la colonne d'expansion vers le radiateur, mais pour que la purge d'air se fasse, il faut évidemment que le point de raccordement de cette tuyauterie de purge d'air à la colonne d'expansion soit au-dessus du point le plus haut du radiateur.

3°) Tubes d'évent débouchant suffisamment haut au-dessus du niveau du trop plein du vase d'expansion cf fig. 7 -

Principe de réglage central

L'installation étant calculée de façon à donner dans les différents radiateurs des puissances Q_1 , Q_2 etc ... pour la température maximum T_1 au départ de la chaudière, la condition de réglage central sera réalisée si pour une température $t_1 < T_1$ les quantités Q_1 , Q_2 etc ... deviennent xQ_1 , xQ_2 etc ... c'est-à-dire restent proportionnelles entre elles.

Mais dans la pratique, il n'en sera pas ainsi et les quantités de chaleur émises par les radiateurs ne seront pas toutes rigoureusement réduites dans une même proportion quand la température de départ s'abaissera à T_1 à t_1 . Il en résultera une imprécision dans le réglage central, imprécision qui, si elle peut devenir très importante dans le chauffage à vapeur basse pression est beaucoup moins appréciable dans le chauffage à eau chaude par thermosiphon.

Il se produit une sorte d'auto-régulation compensatrice surtout lorsque les radiateurs sont individuels sur une importante fraction de leur parcours vertical.

Ainsi, si pour une raison quelconque, le débit du radiateur I tend à s'accroitre relativement plus que celui du radiateur II, son retour s'échauffera et sa charge diminuera, donc son débit diminuera aussi.

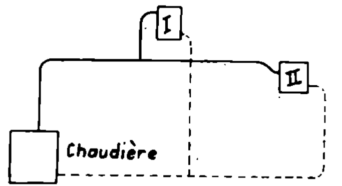


Fig. VI-8

Le réglage du chauffage à eau chaude s'obtient donc en faisant varier la température moyenne de d'eau de circulation, c'est-à-dire en réduisant plus ou moins l'allure de combustion de la chaudière, au moyen du régulateur de tirage.

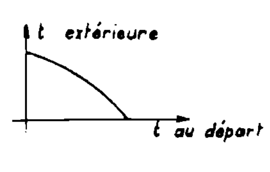


Fig. VI-9

Les températures de départ sont fonction des températures réelles extérieures. Il existe des graphiques pour une température minimum de base donnée et une température maximum de départ de la chaudière donnée, indiquant la température de départ à adopter en fonction de la température extérieure.

Calcul des diamètres des canalisations

A) LES PERTES DE CHALEUR DES CONDUITES MAITRESSES SONT NEGLIGEABLES - UTILISATION DES TABLEAUX -

On suppose données la température de départ et l'écart de fonctionnement et les quantités de calories à fournir par chaque radiateur (obtenues par un calcul de déperditions préalable).

1°) On cherche le radiateur qui est le plus défavorisé, c'est à dire celui qui dispose de la plus faible charge hydromotrice comparativement à la longueur totale du circuit, c'est-à-dire celui pour lequel

$$\frac{H\,(\varpi_{t'} - \varpi_t)}{L} \quad \text{est le plus faible.}$$

On voit donc que le radiateur le plus défavorisé sera, en principe, parmi les radiateurs les moins élévés au-dessus de la chaudière, celui qui est alimenté par le circuit le plus long.

2°) On numérote les tronçons de canalisations, en partant du milieu du radiateur le plus défavorisé en allant à la chaudière par la conduite de retour puis en retournant au radiateur par la conduite d'alimentation.

3°) On procède au calcul de la charge hydromotrice $H\,(\varpi_{t'} - \varpi_t)$ assurant la circulation de l'eau dans le circuit considéré. Cette pression sera exprimée en mm de colonne d'eau. On rappelle que le nombre qui exprime une pression en kg par m^2 est le même que celui qui mesure cette pression en mm de colonne d'eau. Par suite, la pression en mm de CE (colonne d'eau) dûe à la charge hydromotrice par mètre sera exprimée par le même nombre que la différence $\varpi_{t'} - \varpi_t$

Pour ce calcul, on se servira du tableau à double entrée XXI.

On lira la température dans la colonne montante : exemple 90°C, la température dans la colonne descendante : exemple 70°C.

On en déduira $\varpi_{t'} - \varpi_t = 12{,}47$

Si H = 2 m, par exemple, on aura : 12,47 x 2 = 24,94 mm CE.

charge hydromotrice.

On peut aussi se servir du tableau XXI bis.

$$\varpi_{70} = 977{,}91$$
$$\varpi_{90} = 965{,}34$$
$$\text{et } \varpi_{70} - \varpi_{90} = 12{,}47 \text{ mm CE}$$

mais ici il est plus simple d'utiliser le tableau XXI.

4°) On admet que les pertes de charge dûes au frottement dans les canalisations représentent un certain pourcentage de la charge disponible en général 50 % (mais si le circuit est plus tourmenté on pourra ne choisir que 40 % ou même 30 %) et que la perte de charge linéaire (dûe au frottement) est uniformément répartie le long du circuit.

D'où on déduit la perte de charge dûe au frottement, par mètre, en moyenne le long du circuit.

Exemple : Si la charge est 30 mm CE, la perte de charge dûe au forttement sera de :

$$\frac{50}{100} \times 30 = 15 \text{ mm CE}$$

Si le circuit a 10 mètres de longueur aller et 10 mètres de longueur retour, la perte de charge par mètre moyenne sera de :

$$\frac{15}{20} = 0,75 \text{ mm CE / m}$$

5°) On trouve l'évaluation primitive des diamètres ainsi que la vitesse dans chaque tronçon.

En effet, pour chaque tronçon, on connait les quantités de chaleur à véhiculer (Données par le calcul des déperditions) d'où le débit.

Connaissant le débit et la résistance moyenne, la table XXII nous donne le diamètre et la vitesse (cf chapitre V).

Comme on connait la longueur du tronçon, on en déduit la résistance du tronçon dûe au frottement.

6°) On calcule le module des résistances partielles du tronçon d'après son circuit et connaissant les vitesses, on en déduit les résistances accidentelles Z (tableau XXII bos) cf chapitre V).

7°) On calcule Σ (LR + Z) pour tous les tronçons du circuit.

Les diamètres ainsi calculés seront définitifs si Σ (LR + Z) est égal ou légèrement inférieur à la charge du circuit, un faible excédent de charge pouvant être absorbé par un réglage supplémentaire du robinet.

Disposition des calculs : tableau A.

8°) Si cette condition n'est pas satisfaite , il convient de la réaliser en modifiant dans le sens convenable certains diamètres du circuit.

9°) On procède ensuite de façon analogue au calcul des circuits alimentant les autres radiateurs en considérant d'abord ceux qui sont branchés sur les mêmes colonnes que le radiateur déjà étudié et en tenant compte des résultats déjà obtenus pour les tronçons communs.

TABLEAU A

	a	N° du tronçon	
	b	Millithermies/h à fournir par les surfaces chauffantes	
	c	Ecart de température	
	d	$\frac{\text{Millithermies/h}}{\text{écart de température}}$ = Débit en l/h	
	e	Diamètre	Evaluation Primitive
	f	Long L	Evaluation Primitive
	g	Résistance par mètre R m m	Evaluation Primitive
	h	Résistance du tronçon L x R m m	Evaluation Primitive
	i	Vitesse V m/s	Evaluation Primitive
	j	Module résistance locale ξ	Evaluation Primitive
	k	Résistance locale Z m m	Evaluation Primitive
	l	Diamètre	Evaluation modifiée
	m	Long. L	Evaluation modifiée
	n	Résistance par mètre R m m	Evaluation modifiée
	o	Résistance du tronçon L x R m m	Evaluation modifiée
	p	Vitesse V m/s	Evaluation modifiée
	q	Module résistance locale ξ	Evaluation modifiée
	r	Résistance locale Z m m	Evaluation modifiée
	s	Résistance du tronçon L x R m m	Différence
	t	Résistance locale Z m m	Différence

Robinet à double réglage : En se reportant à l'opération 7°) du calcul des diamètres, on voit la nécessité d'avoir à l'entrée de chaque radiateur un robinet à double réglage.

Le premier réglage est exécuté par l'usager qui ouvre ou ferme plus ou moins le robinet selon qu'il a trop froid ou trop chaud.

Le second réglage est exécuté, une fois pour toutes, par le monteur, lors de l'installation du chauffage. Il consiste en l'obstruction (manœuvrée de l'extérieur avec une clef) d'une partie de la section de passage du fluide dans la position ouverte du robinet, et ceci, uniquement dans le cas où il reste un excédent de charge à absorber (cf 7°)); en effet, dans ce cas, il est nécessaire de prévoir cet obstacle supplémentaire, sinon la charge serait supérieure à la perte de charge pour le circuit du radiateur considéré, la vitesse augmenterait et le débit serait finalement supérieur au débit désiré, au détriment, naturellement des autres radiateurs.

A titre d'information, nous indiquons que le fonctionnement d'un robinet à double réglage est particulièrement étudié dans une série de dessins de chauffage qui, en outre d'une série de projets de calcul d'installations, illustre cet ouvrage (Ecole chez soi).

REMARQUE IMPORTANTE -

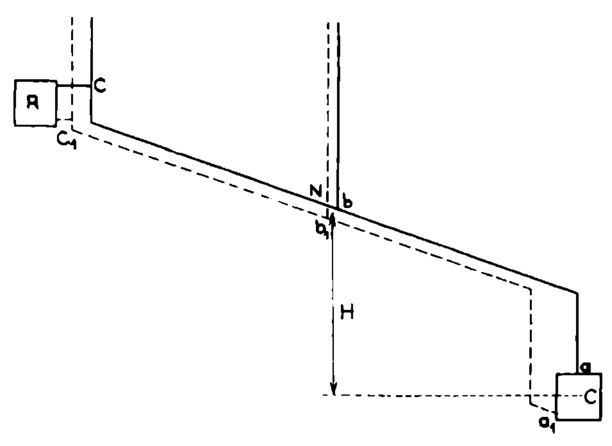


Fig. VI-10

Dans le cas d'une distribution inférieure dont les conduites sont situées à un niveau relativement bas par rapport aux chaudières, il y a lieu de craindre l' "effet inverse" c'est-à-dire la circulation de l'eau à contre sens dans certains radiateurs soit à la mise en route, soit après fermeture et réouverture du robinet.

Pour éviter cette perturbation, il faut évaluer les pertes de charge

P des canalisations ab, a_1 b_1 et les comparer à la charge C correspondante c'est-à-dire au profit de la dénivelée H pour la différence des poids spécifiques de l'eau aux températures de départ et de retour à la chaudière.

Une démonstration trop compliquée (que nous ne reproduisons pas ici et qui est basée sur l'application de la formule (5) de l'écoulement des fluides) montre que :

- Si $P < C$ aucune précaution à prendre.
- Si $P > C$ on risque l'effet inverse et le point de branchement N est plus défavorisé que tous les radiateurs. Il faut donc reconduire le calcul par rapport à ce point de branchement, c'est-à-dire déterminer les diamètres de telle manière que la perte de charge aller et retour, entre ce point de branchement et la chaudière ne soit pas supérieure à sa charge propre. Le complément de la charge devra être perdu dans le branchement du radiateur et dans le radiateur lui-même.

LES PERTES DE CHALEUR DES CONDUITES MAITRESSES SONT NEGLIGEABLES - UTILISATION DU POLYABAQUE DU THERMICIEN -

On suppose données les mêmes grandeurs que pour A

1°) id A)

2°) id A)

3°) Calcul de la charge hydromotrice :
En utilisant l'abaque 1 suivant les indications portées sur la partie cachée de la réglette nous voyons que pour les données suivantes :
- température dans la colonne montante 90 °C
- température dans la colonne descendante 70 °C
- H = 2 m.
On lit immédiatement sur le bord de la fenêtre du bas de l'abaque 1 :

charge = 25 mm CE

4°) id A)

5°) et 6°) Résultats obtenus plus simplement qu'avec les tableaux par l'abaque 2 du polyabaque cf chapitre V.

7°) id A) mais on pourra utiliser un tableau de calculs ou les colonnes g et n (résistance par mètre) seraient supprimées et ou les colonnes i et p indiqueraient le coefficient des résistances particulières au lieu de la vitesse. (on les appellera colonnes i' et p').

8°) et 9°) id A)

B) LES PERTES DE CHALEUR DANS LES CONDUITES MAITRESSES NE SONT PAS NEGLIGEABLES -

Remarque préliminaire - On suppose donnés la température de

départ et l'écart de fonctionnement ainsi que les quantités de calories à fournir par chaque radiateur (obtenues par un calcul de déperditions préalables).

Mais il est nécessaire de déterminer approximativement les dimensions de chaque canalisation, de manière à décompter les calories fournies aux locaux par les tuyauteries qui les traversent.

Ce calcul se fait sans difficulté en utilisant les coefficients du tableau XV quater. Ces calories doivent être déduites dans une certaine mesure des besoins calorifiques des locaux et la différence est à fournir par le radiateur.

- Les calories émises par les tuyauteries horizontales placées en plinthe et visibles sont déduites en totalité car leur efficacité est de 100 % ;
- Les calories émises par les tuyauteries passant au plafond sont comptées pour 50 % car elles sont d'un moins bon rendement.

Mais c'est une estimation arbitraire car leur efficacité est variable avec la répartition des déperditions et suivant le cas, on pourra les compter pour 25 %, 50 % ou 75 %.

- Les calories émises par les tuyauteries verticales seront comptées de 25 à 75 %, car elles ont une efficacité diminuée du fait de la convection.

Supposons déterminées, compte tenu de ce qui précède, les quantités de calories à fournir effectivement par chaque radiateur.

1°) On cherche le radiateur le plus défavorisé de la même manière que dans A)

2°) On numérote les tronçons suivant la convention de A).

3°) On procède alors au calcul de la charge hydromotrice.

a) Dans le cas de la distribution inférieure on peut calculer la charge comme dans A) ou A'), le supplément dû au refroidissement étant négligeable, en effet ici l'action du refroidissement est presque égale à la chaudière à l'entrée des radiateurs et de la sortie de ces derniers jusqu'à la chaudière car les deux parcours sont égaux et par fait les termes complémentaires à $H(\varpi_{t'} - \varpi_t)$ se compensent presque deux à deux.

Bref, on calcule la charge comme dans A) ou A').

b) Dans le cas de la distribution supérieure, le calcul de la charge a été effectué dans le principe du chauffage à eau chaude, paragraphe II, et on a trouvé :

$$-J = H'(\varpi_3 - \varpi_1) + k(\varpi_4 - \varpi_1) + \text{etc...}$$

Mais avant d'avoir déterminé les diamètres, on ne peut calculer les pertes le long des canalisations, donc appliquer cette formule.

Un tableau à double entrée établi empiriquement a donc été établi, c'est le tableau XXI ter. Il est recommandé de bien comprendre

le texte qui précède le tableau. Ce tableau est établi dans le cas des colonnes et collecteurs de distribution et de retour calorifugées à 70% environ.

On procèdera donc ainsi :

- On calculera la charge comme dans A) ou A')
- On tiendra compte de l'augmentation de charge dûe au refroidissement (tableau XXI ter).

4°) On admet que les pertes de charge dûes au frottement dans les canalisations représentent un certain pourcentage id A).

5°), 6°), 7°) id. A)

7° bis) Vérification des diamètres grâce à la détermination exacte de la charge disponible calculée d'après la formule du paragraphe II du principe de chauffage :

$$- J = H' (\varpi_3 - \varpi_1) + \text{etc...}$$

(Maintenant que l'on a une évaluation primitive des diamètres, on peut calculer le refroidissement de l'eau le long des canalisations.) On se reportera au chapitre III pour le calcul du refroidissement dans un tronçon de canalisation et au chapitre II pour la détermination de la température résultante en un point de jonction de deux canalisations.

Calcul effectif de la charge - Le calcul de la charge hydromotrice exacte se fait en appliquant scrupuleusement la formule du paragraphe II principe du chauffage, et les calculs se disposent de la manière suivante.

On se sert du tableau C où les symboles signifient :

- d diamètre du tronçon considéré
- tm température moyenne de l'eau dans le tronçon en °C.
- tm_1 température moyenne de l'eau dans le tronçon ascendant opposé, au tronçon descendant à la température moyenne tm_2 en °C.
- tm_2 température moyenne de l'eau dans le tronçon descendant opposé, au tronçon ascendant à la température moyenne tm_1 en °C.
- ϖ_{m_1} la densité de l'eau en kg/ m³ à tm_1
- ϖ_{m_2} - - - - - tm_2
- H_1 la pression effective en mm CE rapportée à une hauteur de tube de 1 m. $(H_1 = \varpi_{m_2} - \varpi_{m_1})$
- h la hauteur efficace du tronçon c'est-à-dire sa projection sur la verticale.
- H_2 la pression effective en mm CE donnée par le tronçon $(H_2 = hH_1)$

Remarque : Pour tous les tronçons ascendants : $tm = tm_1$
Pour les tronçons descendants : $tm = tm_2$

Les valeurs de f k sont données par le tableau XV quater.
Les valeurs de ϖ_{m_1} et ϖ_{m_2} sont données par le tableau XXI bis.

L'abaque 1 du polyabaque du thermicien se prête mal à la détermination des charges dans le cas ou les températures aller et retour

TABLEAU C

	N° du tronçon
	$\frac{m\ th/h}{écart} = Q$
	l
	d
	f k
	l - n
	te
	ti
	δ
	ta
	tm
	tm_2
	tm_1
	ϖm_2
	ϖm_1
	H_1
	h
	H_2

sont très proches. Dans les cas où les refroidissements seraient assez importants et où les hauteurs efficaces des tronçons ne seraient pas inférieures à 1 m, on pourrait se servir de l'abaque 1 et utiliser un tableau C' où les colonnes ϖ_{m_2} ϖ_{m_1} et H seraient supprimées.

8°) Si Σ (LR + Z) n'est pas égale ou légèrement inférieure à la valeur de la charge calculée exactement, on procèdera aux modifications des diamètres qui s'imposent.

Cette modification des diamètres entraine une nouvelle modification de la pression effective (puisque celle-ci est fonction des pertes de chaleur qui elles-mêmes dépendent des diamètres) dont, en toute rigueur, on devrait tenir compte. Toutefois si quelques tronçons seulement ont été modifiés, la variation de E est insignifiante et ne justifie pas une reprise des calculs.

9°) id. A)

C) - CHAUFFAGE A NIVEAU OU D'APPARTEMENT -

Remarque préliminaire id. B)

1°) On cherche le radiateur le plus défavorisée. Nous avons vu le principe de chauffage (II bis) que la charge ne dépendait que du refroidissement dans les conduites maitresses.

La différence de pression effective de l'un à l'autre des circuits n'est donc approximativement fonction que de la chute de température dans la tuyauterie horizontale de distribution. Il s'ensuit naturellement que c'est le radiateur le plus proche de la chaudière qui est le plus défavorisé de l'installation , et ainsi de suite.

2°) id A) et B)

3°) On calcule la charge hydromotrice. Dans le cas d'un chauffage d'appartement on est obligé de choisir la distribution supérieure sinon la charge serait si faible que la circulation ne pourrait se faire à moins de choisir des conduites de dimensions exhorbitantes.

Pour la même raison que dans B) on ne peut appliquer directement la formule et l'on doit avoir recours à un tableau empirique à double entrée (XXI quater).

Dans ce tableau, on lira la charge totale du circuit dans le cas général ou les radiateurs sont au même niveau que la chaudière.

Dans certains cas particuliers, on peut augmenter la charge en choisissant des radiateurs de grande hauteur et même en les plaçant au-dessus du sol à l'aide de consoles -(on est limité en hauteur à cause du rendement, cf chapitre III)-

Dans ces cas, il faut ajouter au chiffre obtenu dans le tableau XXI

quater la quantité $H(\varpi_{t'} - \varpi_t)$ ou H sera de l'ordre de 0, 10 à 0, 50m. Le supplément de charge ainsi obtenu, bien qu'assez peu important, sera loin d'être négligeable.

On peut encore, pour augmenter la charge, favoriser le refroidissement des colonnes descendantes en les plaçant nues et près des baies.

Dans ce cas, on aura un refroidissement plus important du fait que ti sera faible pour ces colonnes. Dans l'estimation primitive de la charge on pourra en tenir compte en majorant légèrement le chiffre lu dans le tableau XXI quater.

Enfin, on peut choisir un écart assez grand (25 ou 30°) ce qui augmentera la différence de refroidissement entre l'aller et le retour, donc la charge.

5°), 6°), 7°) id B) et A) ou A')

7° bis) id B)

8°) id B) et A)

9°) id B) et A)

CHAPITRE VII

ÉLÉMENTS SUR LES POMPES ET VENTILATEURS NOTIONS SUR LE CHAUFFAGE A EAU CHAUDE PAR POMPE

Eléments sur les pompes et ventilateurs

Une pompe ou un ventilateur est un appareil capable de créer une surpression entre l'entrée et la sortie de l'appareil c'est-à-dire pour un débit donné d'élever ce fluide à une hauteur déterminée.

Cas de l'eau - Cette hauteur H est dite hauteur manométrique de la pompe. Exprimée en mm CE, elle représente une pression.

Exemple : H = 4 000 mm CE pour un débit donné Q l/h.

La pompe est capable d'élever Q l/h d'eau à une hauteur de 4 m en supposant les frottements nuls dans la conduite.

Cas de l'air - La suppression H mm CE est capable d'élever l'eau de H mm et de l'air de $\frac{H}{1,293}$ m d'air car deux colonnes, l'une de 100 mm d'eau, l'autre de $\frac{100}{1,293}$ m d'air ont le même poids.

Le ventilateur crée une surpression de H mm CE (capable d'élever de l'air à $\frac{H}{1,293}$ mètres) appelée hauteur manométrique du ventilateur.

CALCUL DE LA PUISSANCE -

(Consommée par un ventilateur ou une pompe de débit Q (l/h où m^3/h) donné et de hauteur manométrique H m CE donnée.)

Cas de l'eau - Calcul du travail fourni en 1 heure : Q litres d'eau (pesant Q kg) sont élevés de H mètres :

travail : Q H kg m

Calcul du travail fourni en une seconde = puissance.

$$\frac{Q\,H}{3\,600}\ \text{kg m / s} = \frac{Q\,H}{3\,600 \times 75}\ \text{CV vapeur}$$

(1 CV vapeur = 75 kg m)

Si on désigne le rendement par :

$$\rho = \frac{\text{puissance transmise au fluide}}{\text{puissance fournie}}$$

(La différence de puissance se retrouvant en chaleur (frottements)).

On aura : puissance de la pompe de hauteur manométrique H m CE et de débit Q litres/h.

$$\frac{QH}{3\,600 \times 75 \times \rho}$$

Cas de l'air - Calcul du travail fourni en 1 heure :

Qm³ h élevés de $\frac{H}{1{,}293}$ mètres

Chaque m³ d'air pesant 1, 293 kg :

$$1{,}293 \times Q \times \frac{H}{1{,}293}\ \text{kg m} = Q\,H\ \text{kg m}$$

En une seconde :

$$\frac{QH}{3\,600}\ \text{kg m s} = \frac{Q\,H}{3\,600 \times 75}\ \text{CV}$$

En désignant le rendement par ρ

Puissance nécessaire $\frac{QH}{3\,600 \times 75 \times \rho}$ CV

En résumé

$$\boxed{P = \frac{QH}{3\,600 \times 75 \times \rho}}$$

P puissance nécessaire à l'entrée de la pompe en CV.

Q cas de l'eau 1 / h
cas de l'air m³ / h

H hauteur manométrique cas de l'eau H m CE
cas de l'air H mm CE

ρ rendement de la pompe, donné par le catalogue du constructeur. Si l'on ne le connait pas, on pourra admettre une valeur comprise entre 0, 6 et 0, 8.

MODIFICATIONS DES FORMULES (5) ET (3) DE L'ECOULEMENT DES FLUIDES DANS LE CAS D'UNE POMPE OU D'UN VENTILATEUR INTERCALE -

La formule (5) devient :

$$J_A^B = \sum_A^B \frac{\varpi V dV}{g} + P_B - P_A + \sum_A^B \varpi dz - H \qquad (5bis)$$

(J est négatif)

H est la hauteur manométrique de la pompe ou du ventilateur.
H est toujours exprimé en mm CE pour l'eau comme pour l'air (Le mm CE étant l'unité de pression que nous employons).

Dans la démonstration de la formule de Bernouilli, nous avons appliqué le théorème des forces vives.

Variation d'énergie cinétique = travail des forces extérieures.

Le terme H provient du travail des forces extérieures :

- action des aubes de la pompe
- ou des pales du ventilateur sur le fluide.

Cette hauteur manométrique représente bien la surpression dûe à la pompe.

La formule (3) devient :

$$\underbrace{\frac{\varpi V_0^2}{2g} + p_0 + \varpi z_0}_{\text{Charge en } A_0} + H = \underbrace{\frac{\varpi V_1^2}{2g} + p_1 + \varpi Z_1}_{\text{Charge en } A_1} + J'' \qquad (3bis)$$

En effet, on a bien, de toute évidence :

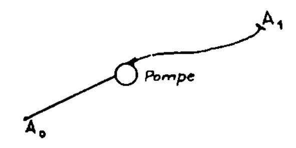


Fig. VII-1

Charge eixstant en A_0 + Charge fournie par la pompe (hauteur manométrique : H) = Charge consommée en cours de route (pertes de charge J") + Charge restant en A_1

(Si l'on avait une turbine au lieu de la pompe)

On aurait :

Charge en A_0 = Charge consommée par la trubine (équivalent de la hauteur manométrique de la pompe) + Charge consommée en cours de route (pertes de charge) + Charge restant en A_1

Finalement H changerait simplement de membre.

Cette formule est donc très simple à retrouver en raisonnant avec les charges.

Notions sur le chauffage à eau chaude par pompe

Bien que n'étant pas explicitement au programme, nous avons jugé bon d'en donner le principe.

DESCRIPTION GENERALE -

Lorsqu'on a de grandes longueurs horizontales de canalisations, par exemple, la charge n'est plus suffisante pour assurer une circulation raisonnable du fluide. La charge peut même être négative dans certains circuits desservant des radiateurs situés au-dessous du niveau de la chaudière. On est alors obligé de recourir à une pompe pour assurer la circulation de l'eau.

PRINCIPE -

Soit la formule 5 bis : $+ J''^{B}_{A} = \sum_{A}^{B} \frac{\varpi V dV}{g} + p_B - p_A + \sum_{A}^{B} \varpi dz - H$

H étant la hauteur manométrique de la pompe.

En appliquant cette formule le long de tout le circuit dans le sens de A à A du fluide par exemple.

$$p_B = p_A$$

$\sum_{A}^{A} \frac{\varpi / dV}{g}$ est négligeable

$\sum_{A}^{A} \varpi dz$ est négligeable devant H

Il reste donc : $\boxed{J'' = H}$

Radiateur
A
Chaudière
Pompe

Fig. VII-2

CALCUL DES DIAMETRES -

On procèdera comme dans le cas A) ou A') (Chauffage en thermosiphon sans tenir compte des refroidissements) avec cette différence que la charge est toute calculée, c'est la hauteur manométrique que l'on s'est fixée pour la pompe.

Ordre de grandeur :

1 mm CE pour les petites installations.
6 à 7 m CE pour les installations de grande étendue.

Remarque 1 - Il faut prendre des précautions relativement à l'emplacement et la hauteur du niveau d'eau du vase d'expansion, mais exposer cette question ici dépasserait le cadre de cet ouvrage, cf Guide du Monteur, Chapitre XIV paragraphe 4 -

Remarque 2 - Nous avons donné un exemple de calcul des diamètres dans le chapitre : Distribution d'eau chaude.

CHAPITRE VIII

EXEMPLES PRATIQUES DE DÉTERMINATION DES DIAMÈTRES EN CHAUFFAGE A EAU CHAUDE EN THERMOSIPHON

Nous donnons ici trois exemples de calcul d'installation du chauffage central avec toutes les opérations nécessaires.

Dans un but pédagogique, nous avons traité les exemples A et C avec le polyabaque du thermicien et l'exemple B avec les tableaux classiques, mais nous ne saurions assez conseiller au lecteur d'utiliser le polyabaque à chaque fois que cela sera possible : il gagnera ainsi un temps précieux et diminuera les risques d'erreurs dûs à la fatigue.

A) Sans tenir compte des pertes dans les canalisations

Installation en distribution inférieure suivant schéma des Figures 1 et 2.

Température de l'eau au départ de la chaudière : 90 °C.
Chute de température dans les radiateurs (écart) 20 °C.

Le refroidissement de l'eau dans les canalisations est négligé.

Le schéma donne les débits calorifiques en kcal/h à assurer pour les radiateurs H_1 , H_2 et H_3 et les divers tronçons du réseau d'alimentation.

Solution -

1°) Le circuit desservant le radiateur le plus défavorisé est celui du radiateur. H_1

2°) Les tronçons sont numérotés sur la figure.

3°) 4°) cf Abaque 1 td = 90 °C tr = 70 °C

Circuit du radiateur H_1 longueur totale 29 m
hauteur effective 3 m

Pression effective	37, 5 mm CE
A déduire pour les résistances particulières évaluées à 50 % de la charge disponible	18, 75 mm CE
Reste pour le frottement	18, 75 mm CE
Chute de pression par mètre de tuyauterie : $\frac{18,75}{29}$ =	0, 65 mm CE/m

5°) 6°) Evaluation primitive des diamètres (cf tableaux A' et B remplis en se servant de l'abaque 2)

Nous rappelons que dans le tableau A', la colonne i' représente les coefficients des résistances particulières, les autres colonnes ayant les significations du tableau type A donné au chapitre VI.

7°) 8°) Cf tableau A'

9°) Même processus.

<u>Circuit du radiateur H_2</u> hauteur effective 7 m

Pression effective	87 mm CE
Pression utilisée dans les tronçons 2, 3, et 4 (tirées du tableau A')	27, 3 mm CE
Reste pour les tronçons 6 et 7	59, 7 mm CE
A déduire pour les résistances particulières évaluées à 50 % de la charge disponible	30 mm CE
Reste pour le frottement	29, 7 mm CE
Chute de pression par mètre de tuyauterie : $\frac{29,7}{11}$ =	2, 7 mm CE/m

<u>Circuit du radiateur H_3</u> hauteur effective 7 m

Pression effective	87 mm CE
A déduire pour le tronçon 3	11, 7 mm CE
Reste pour les tronçons 8 et 9	75, 3 mm CE
A déduire pour les résistances particulières évaluées à 50 % de la charge disponible	37, 6 mm CE
Reste pour le frottement	37, 6 mm CE
Chte de pression par mètre de tuyauterie : $\frac{37,6}{13}$ =	2, 9 mm CE/m

L'effet inverse n'est pas à craindre pour cette installation car, au point de branchement des conduites maitresses, la charge qui lui est propre est supérieure à la somme des pertes de charge dans les tronçons reliant ce point à la chaudière. On a, en effet:

$$H (\varpi_{t'} - \varpi_t) = 2,20 \times 12,47 = 27,4 \text{ mm CE}$$

Et $$\Sigma(LR + Z)_3^3 = 14,6 \text{ mm CE}$$

Vase d'expansion

Purge d'air

Combles

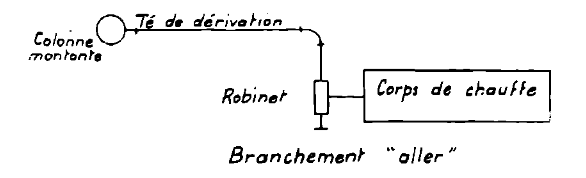
1er Étage

Rez de chaussée

Sous-sol

Milieu de la chaudière

Fig. VIII-1



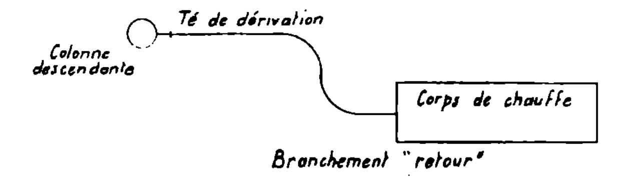


Fig. VIII-2

T A B L E A U A'

a	b	c	d	e	f	h	i'	j	k	l	m	o	p	q	r	s	t
Circuit du radiateur H_1 : pression disponible : 37, 5 mm CE																	
1	1 800	20	90	20	1, 5	0, 95	0, 3	6	1, 8								
2	4 500	20	225	26	5, 5	5, 4	0, 69	2	1, 4								
3	7 600	20	380	33	14	8, 9	0, 62	4, 5	2, 8								
4	4 500	20	225	26	6, 5	6, 4	0, 69	3, 5	2, 4								
5	1 800	20	90	20	1, 5	0, 95	0, 3	10, 5	3, 1								
$(1\,R+Z)_1^5$ = 22, 60 + 11, 5 = 34, 1 mm CE																	
Réglage supplémentaire du robinet : 37, 5 - 34, 1 = 3, 4 mm CE																	
Circuit du rafiadteur H_2 : pression disponible pour les tronçons 6 et 7 : 59, 7 mm CE																	
6	2 700	20	135	20	5, 5	7, 5	0, 62	5, 5	3, 4	15	5, 5	30	2, 1	7	14, 7	+22, 5	+11, 3
7	2 700	20	135	20	5, 5	7, 5	0, 62	11, 5	7, 15								
$(1\,R+Z)_6^7$ = 15 + 10, 55 = 25, 55 mm CE																	
Après modification du tronçon 6 + 33, 8 mm CE																	
soit : 59, 35 mm CE																	
Réglage supplémentaire du robinet : 59, 7 - 59, 35 = 0, 35 mm CE 0																	
Circuit du radiateur H_3 : pression disponible pour les tronçons 8 et 9 : 75, 3 mm CE																	
8	3 100	20	155	20	6	10, 2	0, 87	6	5, 22								
9	3 100	20	155	20	7	11, 8	0, 87	12	10, 45								
$(1\,R+Z)_8^9$ = 22, 0 + 15, 67 = 37, 67 mm CE																	
Réglage supplémentaire du robinet : 75, 3 - 37, 67 = 37, 60 mm CE																	

TABLEAU B

Tronçons	Evaluations primitives des modules des Résistances		Modifications apportées
1	1/2 radiateur	1,5	
	2 coudes arrondis (20 mm)	3	
	1 té de dérivation	1,5	
	$\sum \xi$	= 6	
2	1 coude arrondi (26 mm)	1	
	1 té de passage direct	1	
	$\sum \xi$	= 2	
3	3 coudes arrondies de 33 mm	1,5	
	1 chaudière	3	
	$\sum \xi$	= 4,5	
4	1 té de passage direct	1	
	1 vanne d'arrêt de 26 mm	1,5	
	1 coude arrondi de 26 mm	1	
	$\sum \xi$	= 3,5	
5	1 té de dérivation	1,5	
	1 coude droit de 20 mm	1,5	
	1 robinet double réglage	6	
	1/2 radiateur	1,5	
	$\sum \xi$	= 10,5	
6	1/2 radiateur	1,5	
	3 coudes arrondis de 20	3	Coudes arrondis de 151,5 =7
	1 té de passage direct	1	
	$\sum \xi$	= 5,5	
7	1 té de passage direct	1	
	1 té en dérivation	1,5	
	1 coude droit de 20	1,5	
	1 robinet double réglage	6	
	1/2 radiateur	1,5	
	$\sum \xi$	= 11,5	
8	1/2 radiateur	1,5	
	3 coudes arrondis de 20	3	
	1 té en dérivation	1,5	
	$\sum \xi$	= 6	
9	2 té en dérivation	3	
	1 coude droit de 20	1,5	
	1 robinet double réglage	6	
	1/2 radiateur	1,5	
	$\sum \xi$	= 12	

B) En tenant compte des pertes dans les canalisations

Installation en distribution supérieure suivant le schéma de la figure 3.

Les calories nécessaires pour compenser les déperditions sont indiquées sur le schéma ainsi que les longueurs des tronçons.

Température de l'eau au départ de la chaudière 90 °C.
Chute de température dans les radiateurs 20 °C.
La température des combles est de 5 °C.
La température du sous-sol est de 8 °C.

La colonne de distribution maitresse et la canalisation horizontale de distribution sont calorifugées à 80 %.

Les colonnes de distribution secondaires et les colonnes de retour ainsi que le collecteur de retour sont calorifugées à 60 %.

La température des locaux est de 18 °C.

Les arrivées et départ des radiateurs sont exécutés suivant les schémas de la figure 2.

SOLUTION -

1°) Le circuit desservant le radiateur le plus défavorisé est celui du radiateur 1.

2°) Les tronçons sont numérotés sur la figure.

3°), 4°) $\varpi_{70} = 977{,}81$ kg/m³ et $\varpi_{90} = 965{,}34$ kg/m³

Circuit du radiateur 1.	
Pression disponible 12, 47 x 3, 5 =	43, 64 mm CE
Supplément dû au refroidissement tableau XXI ter	24 mm CE
Au total	67, 64 mm CE
A déduire pour les résistances particulières évaluées à 50 % de la charge disponible	33, 82 mm CE
Reste pour le frottement	33, 82 mm CE
Longueur totale du circuit 68, 5 m	
chute de pression par mètre de tuyauterie : $\frac{33,82}{68,5}$ =	0, 49 mm CE/m

5°) Cf tableau A ci-joint en se servant de la table XXII.

6°) Cf tableau B , en se servant de la table XXII bis.

7°) Cf tableau A en se servant de la table XXII bis.

7° bis) Cf tableau C.

a) Calcul du refroidissement en appliquant la formule

$$\delta = \frac{l\ f\ k\ (l - n)\ (t_e - t_i)}{Q}$$

On part évidemment de la chaudière d'où l'eau sort à 90° et on va de proche en proche jusqu'au radiateur I. La température calculée de sortie d'un tronçon $t_a = t_e - \delta$ nous donnant la température d'entrée du tronçon suivant.

A la sortie du tronçon 1 on rencontre de l'eau provenant des radiateurs 2 et 3 si bien qu'il nous faut faire des hypothèses sur les diamètres des tronçons 15 à 20 dont nous n'avons pas encore l'évaluation primitive puisqu'ils ne font pas partie des circuits du radiateur 1.

D'après le débit véhiculé on se fixe un diamètre qui s'avèrera suffisamment voisin pour que l'erreur sur δ soit très faible.

On a donc ainsi ta de 16 et ta de 1 en appliquant la formule :

$$t = \frac{t_1 Q_1 + t_2 Q_2}{Q_1 + Q_2}$$

On en déduit te de 2_A

Mais lorsqu'on arrive à l'entrée de 3 il nous faire une hypothèse sur le refroidissement dans la colonne 7 000 qui n'est pas dessinée.

On admettra donc que le refroidissement dans cette colonne ainsi que dans les deux autres également non dessinées est égal au refroidissement dans la colonne comportant les trois radiateurs 1, 2, 3.

Le refroidissement dans cette colonne est égal à

$t_{e_{11}} - t_{a_{2_A}}$ c'est à dire 88, 6 - 65, 4 = 23, 2 °C

On en déduit ainsi la température de l'eau arrivant de cette colonne à l'entrée de 3 soit :

t_{a_9} - 23,2 °C c'est à dire 89 - 23, 2 = 65, 8 °C

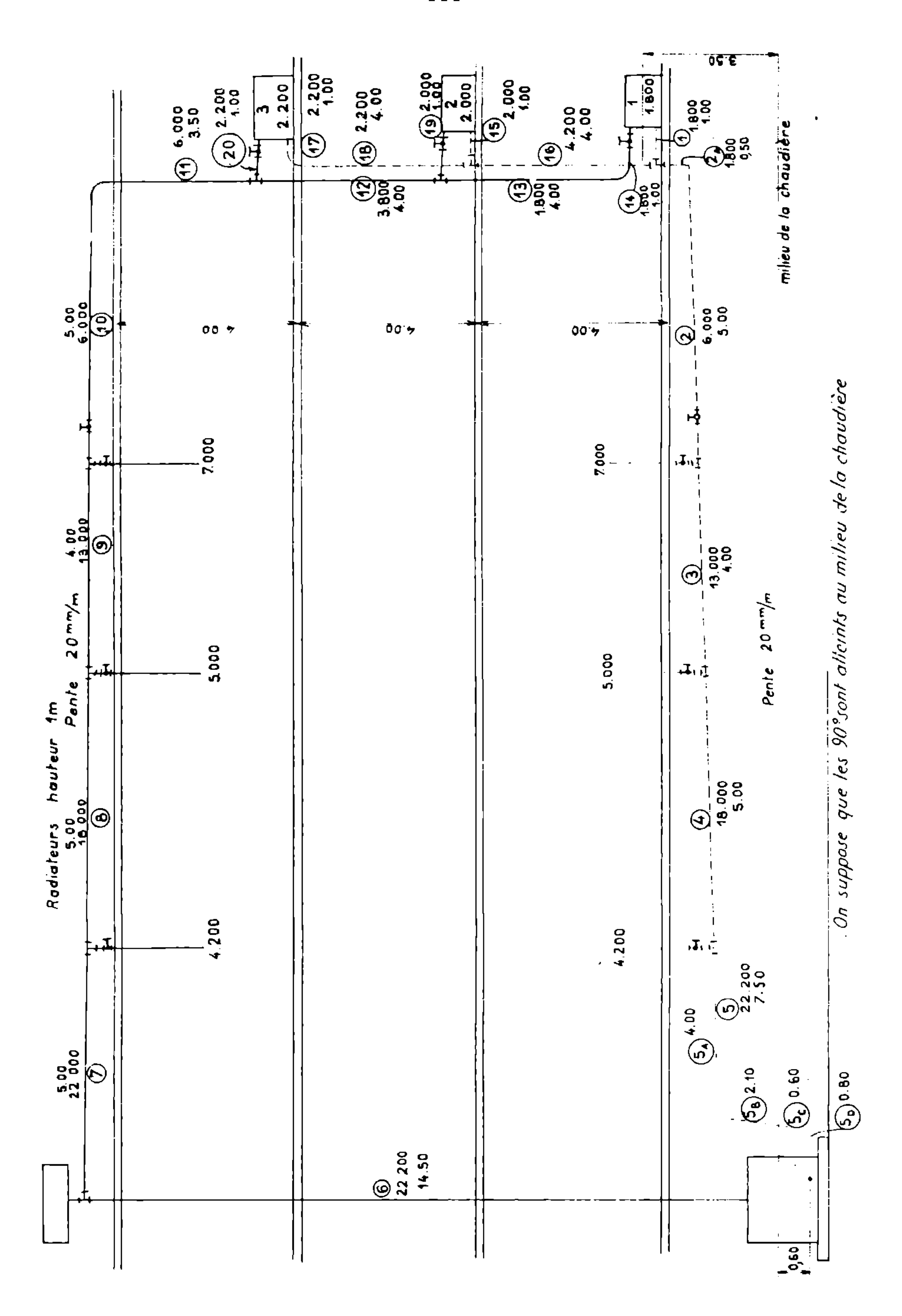
D'où, connaissant la température d'arrivée de l'eau de cette colonne ainsi que t_{a_2} et les débits correspondants, on détermine t_{e_3} de la même manière que précédemment.

On opèrera de même pour les autres points de branchements, les calculs sont indiqués sur le tableau C.

Lorsqu'on est pressé, on peut simplifier un peu les calculs en admettant par exemple, que δ de 19 et 20 est le même que δ 14 déjà calculé, de même que δ de 15 et 17 est le même que δ 1 déjà calculé.

Ces tronçons étant courts, on ne fera que des erreurs minimes.

Par contre, il faudra bien prendre soin de faire correctement les approximations linéaires pour le calcul de ϖ_{m_2} et ϖ_{m_1} d'après le tableau XXI bis car $H_1 = \varpi_{m_2} - \varpi_{m_1}$ étant souvent de l'ordre de quelques unités une erreur de 0, 2 ou 0, 3 sur ϖ_{m_2} ou ϖ_{m_1} est très importante.



Radiateurs hauteur 1m
Pente 20 mm/m
Pente 20 mm/m
milieu de la chaudière
On suppose que les 90° sont atteints au milieu de la chaudière

Fig. VIII-3

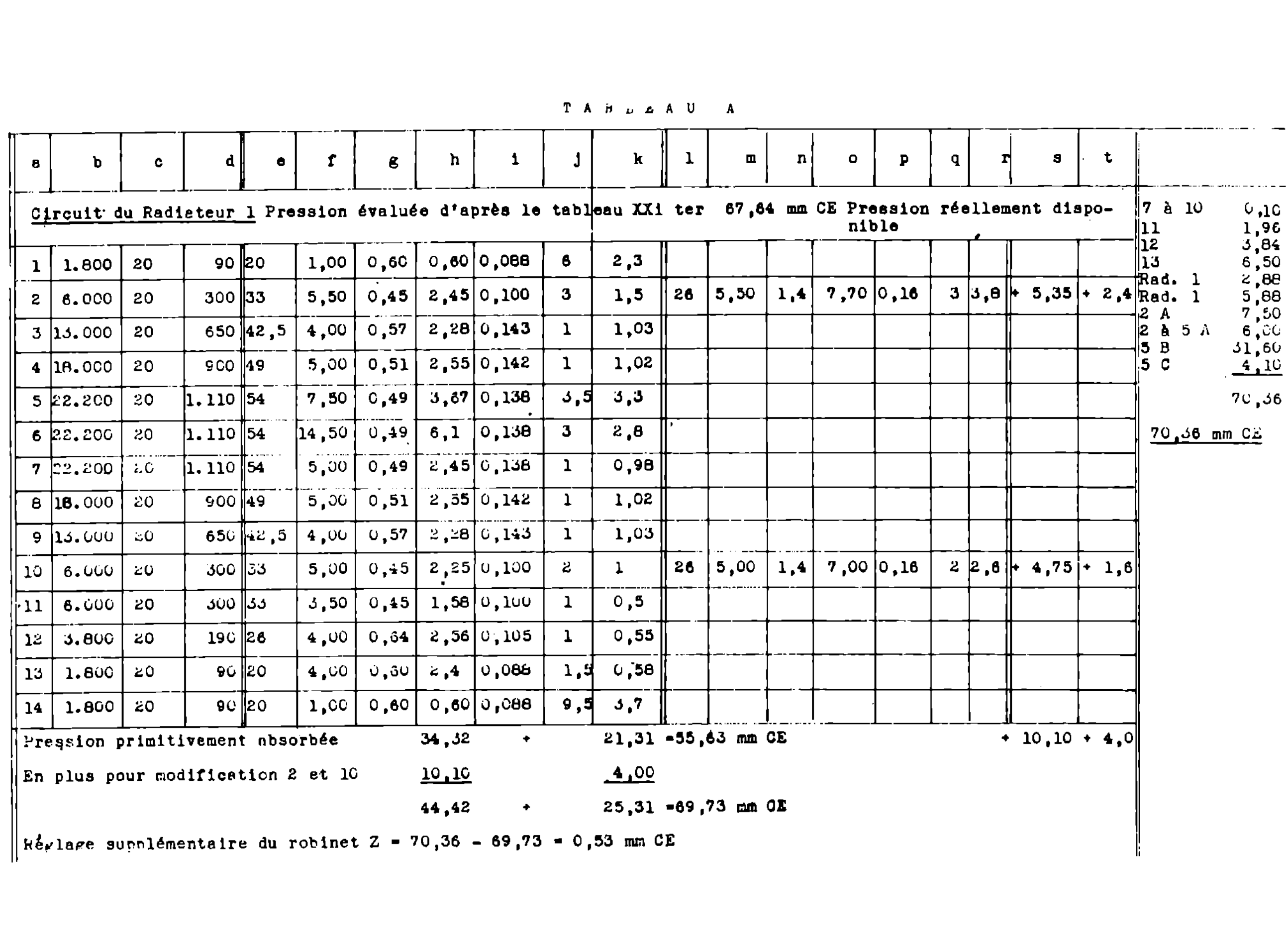


TABLEAU A

a	b	c	d	e	f	g	h	i	j	k	l	m	n	o	p	q	r	s	t
Circuit du Radiateur 1 Pression évaluée d'après le tableau XXi ter 67,64 mm CE Pression réellement disponible																			
1	1.800	20	90	20	1,00	0,60	0,60	0,088	6	2,3									
2	6.000	20	300	33	5,50	0,45	2,45	0,100	3	1,5	26	5,50	1,4	7,70	0,16	3	3,8	+ 5,35	+ 2,4
3	13.000	20	650	42,5	4,00	0,57	2,28	0,143	1	1,03									
4	18.000	20	900	49	5,00	0,51	2,55	0,142	1	1,02									
5	22.200	20	1.110	54	7,50	0,49	3,67	0,138	3,5	3,3									
6	22.200	20	1.110	54	14,50	0,49	6,1	0,138	3	2,8									
7	22.200	20	1.110	54	5,00	0,49	2,45	0,138	1	0,98									
8	18.000	20	900	49	5,00	0,51	2,35	0,142	1	1,02									
9	13.000	20	650	42,5	4,00	0,57	2,28	0,143	1	1,03									
10	6.000	20	300	33	5,00	0,45	2,25	0,100	2	1	26	5,00	1,4	7,00	0,16	2	2,8	+ 4,75	+ 1,6
11	6.000	20	300	33	3,50	0,45	1,58	0,100	1	0,5									
12	3.800	20	190	26	4,00	0,64	2,56	0,105	1	0,55									
13	1.800	20	90	20	4,00	0,30	2,4	0,088	1,5	0,58									
14	1.800	20	90	20	1,00	0,60	0,60	0,088	9,5	3,7									
Pression primitivement absorbée							34,32	+		21,31 =55,63 mm CE								+ 10,10	+ 4,0
En plus pour modification 2 et 10							10,10			4,00									
							44,42	+		25,31 =69,73 mm CE									
Réglage supplémentaire du robinet Z = 70,36 - 69,73 = 0,53 mm CE																			

7 à 10	0,10
11	1,96
12	3,84
13	6,50
Rad. 1	2,88
Rad. 1	5,88
2 A	7,50
2 à 5 A	6,00
5 B	31,60
5 C	4,10
	70,36

70,36 mm CE

Circuit du radiateur 2

Pression réellement disponible 119,44 mm CE

Pression absorbée dans les tronçons communs 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 2, 3, 4, 5 59,35 mm CE

Reste disponible pour les tronçons 19, 15, 16 119,44 - 59,35 = 60,09 mm CE

19	2.000	20	100	12	1,00	11	11	0,26	11	37	15	1,00	3,7	3,7	0,16	11	14	-7,3	-23
15	2.000	20	100	15	1,00	3,7	3,7	0,16	6	7,7									
16	4.200	20	210	20	4,00	2,9	11,6	0,19	1	1,8									

Pression primitivement absorbée 26,3 + 46,5 = 72,8 mm CE -7,3 -23

En moins pour modification 19 - 7,3 - 23

19 + 26,5 = 45,5 mm CE

Réglage supplémentaire du robinet Z = 60,09 - 45,5 = 14,59 mm CE

7 à 10	0,1
11	1,96
12	3,84
Rad. 2	2,44
Rad. 2	5,42
16	56,48
2A à 5C	49,20
	119,44

119,44 mm CE

Circuit du radiateur 3

Pression réellement disponible 169,61 mm CE

Pression absorbée dans les tronçons communs 6, 7, 8, 9, 10, 11, 16, 2, 3, 4, 5 = 69,74 mm CE

Reste disponible pour les tronçons 20,17,18 169,61 - 69,74 = 99,87 mm CE

20	2.200	20	110	12	1,00	13	13	0,26	11	37
17	2.200	20	110	15	1,00	4,2	4,2	0,18	6	9,7
18	2.200	20	110	15	4,00	4,2	16,8	0,18	1	1,6

Pression absorbée 34,0 + 48,3 = 82,3 mm CE

Réglage supplémentaire du robinet Z = 99,87 - 82,3 = 17,57 mm CE

7 à 10	0,1
11	0,96
Rad. 3	2,22
Rad. 3	5,25
18	55,40
16	56,48
2A à 5C	49,20
	169,61

169,61 mm CE

TABLEAU C

N°	Q	l	d	fk	l-n	te	tz	δ	ta	tm
6	1.110	14,50	54	2,18	0,2	90	18	0,4	89,6	89,8
7	1.110	5,00	54	2,35	0,2	89,6	5	0,2	89,4	
8	900	5,00	49	2,15	0,2	89,4	6	0,2	89,2	
9	650	4,00	42,5	1,85	0,2	89,2	5	0,2	89	
10	300	5,00	33	1,50	0,2	89	5	0,4	88,6	
7 à 10										89,1
11	300	3,50	33	1,42	0,4	88,6	18	0,5	88,1	88,35
12	190	4,00	26	1,22	0,4	88,1	18	0,7	87,4	87,75
13	90	4,00	20	1,02	0,4	87,4	18	1,3	86,1	86,75
14	90	1,00	20	1,02	1	86,1	18	0,8	85,3	
Rad. 1	90	0,50				85,3	18	10	75,3	80,3
Rad. 1	90	0,50				75,3	18	10	65,3	70,3
1	90	1,00	20	0,92	1	65,3	18	0,5	64,8	
20	110	1,00	20	1,02	1	88,1	18	0,7	87,4	
Rad. 3	110	0,50			1	87,4	18	10	77,4	82,4
Rad. 3	110	0,50			1	77,4	18	10	67,4	72,4
17	110	1,00	20	0,92	1	67,4	18	0,4	67	
18	110	4,00	20	0,92	0,4	67	18	0,7	66,3	66,65
19	100	1,00	20	1,02	1	87,4	18	0,7	86,7	
Rad. 2	100	0,50			1	86,7	18	10	76,7	81,7
Rad. 2	100	0,50			1	76,7	18	10	66,7	71,7
15	100	1,00	20	0,92	1	66,7	18	0,4	66,3	
16	210	4,00	26	1,12	0,4	66,3	18	0,4	65,9	66,1
2 A	300	0,50	33	1,34	0,4	65,5	8	0,1	65,4	65,45
2	300	5,00	33	1,33	0,4	65,4	8	0,5	64,9	
3	650	4,00	42,5	1,60	0,4	65,3	8	0,2	65,1	
4	900	5,00	49	1,85	0,4	65,4	8	0,2	65,2	
5 A	1.110	4,00	54	2,00	0,4	65,6	8	0,2	65,4	
2 à 5 A										65,4
5 B	1.110	2,1	54	2,00	0,4	65,4	8	0,1	65,3	65,35
5 C	1.110	0,6	54	2,00	0,4	65,3	8	0,05	65,25	65,28
5 D	1.110	0,8	54	2,00	0,4	65,25	8	0,1	65,15	

tm 2	tm 1	$\varpi_{m\,2}$	$\varpi_{m\,1}$	H_1	h	H_2
89,1	89,6	965,94	965,68	0,26	0,40	0,10
88,35	89,8	966,44	965,88	0,56	3,50	1,96
87,75	89,8	966,84	965,88	0,96	4,00	3,84
86,75	89,8	967,50	965,88	1,62	4,00	6,50
80,3	89,8	971,65	965,88	5,77	0,50	2,88
70,3	89,8	977,63	965,88	11,75	0,50	5,88
82,4	89,8	970,32	965,88	4,44	0,50	2,22
72,4	89,8	976,38	965,88	10,50	0,50	5,25
66,55	89,8	979,72	965,88	13,84	4,00	55,40
81,7	89,8	970,76	965,88	4,88	0,50	2,44
71,7	89,8	976,83	965,88	10,85	0,50	5,42
66,1	89,8	980,00	965,88	14,12	4,00	56,48
65,45	90	980,34	965,34	15	0,50	7,50
65,4	90	980,37	965,34	15,03	0,40	6,0
65,35	90	980,42	965,34	15,07	2,1	31,6
65,28	77,56	980,14	973,32	6,82	0,6	4,1

$$\delta = \frac{1fk\,(1-n)(te-tz)}{Q} .$$

Caloul de te 16

$$\frac{66,3x110+66,3x100}{210} = 66,3$$

Caloul de te 2 A

$$\frac{65,9x210+64,8x90}{300} = 65,5$$

Chute de température dans chaque colonne :

88,6 - 65,4 = 23,2

ta de la 2ème colonne :

89 - 23,2 = 65,8

Calcul de te 3

$$\frac{64,9x300+65,8x350}{650} = 65,3$$

ta de la 3ème colonne :

89,2 - 23,2 = 66

Calcul de te 4

$$\frac{66x250+65,1x650}{900} = 65$$

ta de la 4ème colonne :

89,4 - 23,2 = 66,2

Calcul de te 5

$$\frac{66,2x210+65,4x900}{1.110} = 65,6$$

Calcul des modules des Résistances TABLEAU B

N°s	Evaluation primitive		Evaluation modifiée
1	1/2 radiateur	1, 5	
	1 té en dérivation	1, 5	
	2 coudes arrondis de 20	3	
		$\sum \xi = 6$	
2	1 coude arrondi de 33	1	Pas de modification
	1 vanne de passage de 33	1	car les modules sont
	1 té de passage	1	les mêmes pour d = 26
		$\sum \xi = 3$	et d = 33
3	1 té de passage	$\sum \xi = 1$	
4	1 té de passage	$\sum \xi = 1$	
5	4 coudes arrondis 54	2	
	1/2 chaudière	1, 5	
		$\sum \xi = 3,5$	
6	1/2 chaudière	1, 5	
	1 té en dérivation	1, 5	
		$\sum \xi = 3$	
7	1 té de passage	$\sum \xi = 1$	
8	1 té de passage	$\sum \xi = 1$	
9	1 té de passage	$\sum \xi = 1$	
10	1 vanne d'arrêt 33	1	
	1 coude arrondi 33	1	Id. 2
		$\sum \xi = 2$	
11	1 té de passage	$\sum \xi = 1$	
12	1 té de passage	$\sum \xi = 1$	
13	1 coude arrondi 20	$\sum \xi = 1,5$	
14	1 coude droit de 20	2	
	1 robinet coudé avec réglage	6	
	1/2 radiateur	1, 5	
		$\sum \xi = 9,5$	
19	1 té en dérivation	1, 5	Pas de modification
	1 coude droit de 12	2	car les modules sont
	1 robinet coudé avec réglage	6	les mêmes pour d =12
	1/2 Radiateur	1, 5	et d = 15
		$\sum \xi = 11$	
15	1/2 radiateur	1, 5	
	1 té en dérivation	1, 5	
	2 coudes arrondis de 15	3	
		$\sum \xi = 6$	
16	1 té de passage	$\sum \xi = 1$	
20	1 té en dérivation	1, 5	
	1 coude droit de 12	2	
	1 robinet coudé avec réglage	6	
	1/2 radiateur	1, 5	
		$\sum \xi = 11$	
17	1/2 radiateur	1, 5	
	3 coudes arrondis de 12	4, 5	
		$\sum \xi = 6$	
18	1 té de passage	$\sum \xi = 1$	

b) Calcul de la charge en application de la formule (II) du principe du chauffage. Le calcul fait sur le tableau A est assez explicite. On voit qu'il était nécessaire de départager les tronçons 2 et 5 en sous-tronçons.

8°) Cf tableau A. Les modifications étant peu nombreuses ne justifient pas une reprise des calculs.

9°) Même procédé. Mais la charge peut être calculée directement, tous les éléments nécessaires se trouvant au tableau C. Il n'est donc pas nécessaire de se servir du tableau XXI ter.

L'effet inverse n'est pas à craindre car nous sommes en distribution supérieure.

C) Chauffage à niveau

Installation suivant le schéma de la figure 4.

Les quantités de calories à fournir pour compenser les déperditions sont indiquées sur le schéma ainsi que les longueurs des tronçons.

Température de l'eau au départ de la chaudière 90 °C.

Chute de température dans les radiateurs 20 °C.

La colonne montante maitresse est calorifugée à 80 %. On peut négliger son refroidissement.

Les conduites de distribution, les colonnes descendantes et les raccords aux radiateurs ne sont pas isolées et sont posées nues le long des murs.

Le retour général est calorifugé à 60 % et placé dans un caniveau où il règne une température de 25 °C.

Température des locaux 18 °C.

On suppose que l'eau n'atteint 90 °C qu'au haut de la chaudière.

Les arrivées et départs des radiateurs sont exécutés suivant les schémas de la figure 2.

SOLUTION -

1°) Le circuit desservant le radiateur le plus défavorisé est le circuit du radiateur 2.

2°) Les tronçons sont numérotés sur la figure.

3°), 4°) : Ici le milieu des radiateurs est à 0, 25 m au-dessus du milieu de la chaudière. Nous sommes donc plutôt dans le cas B au point de vue théorique. Mais pour avoir le supplément de charge dû au refroidissement, il faudra se servir du tableau XXI quater et non pas du tableau XXI ter qui est établi dans le cas d'un immeuble avec des conduites calorifugées alors que le tableau XXI ter traite le cas d'un appartement où toute la charge est dûe au refroidissement (ici c'est la majeure partie de la charge qui est dûe au refroidissement).

Pression disponible	12,47 x 0,25 =	3,12 mm CE
	(12,47 = $\varpi_{70} - \varpi_{90}$)	
Supplément dû au refroidissement tableau XXI quater		7 mm CE
Au total :		10,12 mm CE
A déduire pour les résistances particulières évaluées à 60 % (peu de longueurs droites)		6,07 mm CE
Reste pour le frottement		4,05 mm CE
Longueur totale du cricuit 15,5 m		
Résistance moyenne par mètre	$\frac{4,05}{15,5}$ =	0,27 mm CE

5°), 6°), 7°) Cf tableaux A' et B.

7° bis) a) Refroidissement - On procède de la même façon que dans l'exemple précédent mais en partant de t_{e_5} = 90 ° puisque le refroidissement dans 4 est négligeable.

Mais pour avoir t_{e_2} il faut avoir t_{e_8} donc le refroidissement dans 9, 7, 8. Comme ils représentent une partie importante du refroidissement, il faut calculer approximativement les diamètres. On procède donc comme pour le radiateur 2.

Pression disponible	12,47 x 0,25 =	3,12 mm CE
Supplément dû au refroidissement tableau XXI quater		12 mm CE
Au total :		15,12 mm CE
A déduire pour les résistances particulières évaluées à 60 % (peu de longueurs droites)		9,08 mm CE
Reste pour le frottement		6,04 mm CE
Résistance de frottement 2, 3, 4, 5		3,26 mm CE
Reste pour 7, 8, 9		2,78 mm CE
Longueur totale 7, 8, 9 13,10 m		
Résistance par mètre moyenne pour 7, 8, 9,	$\frac{2,78}{13,10}$ =	0,22 mm CE/m

On en déduit l'évaluation primitive des diamètres de 7, 8, 9.

D'où le refroidissement dans les tronçons 2 et 3 et la température d'arrivée de l'eau à la chaudière.

b) Calcul de la charge comme dans l'exemple précédent.

Remarques -

1°) L'application de la formule fondamentale donnant la charge nous

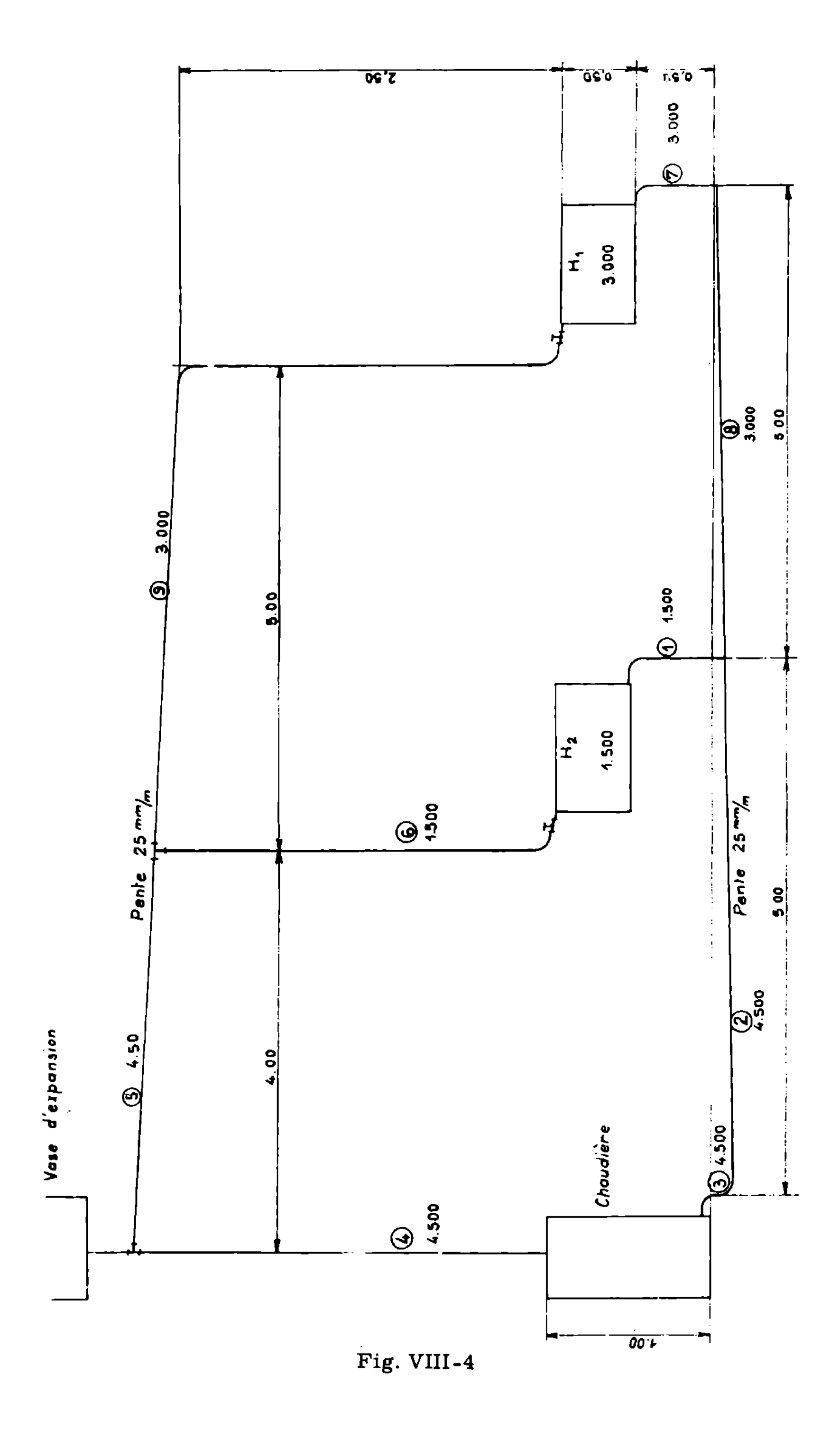
montre que nous avons un terme négatif.

II) Nous n'avons tenu compte ici des termes 5, 9_A , 8 et 2 que pour faire le calcul théorique exact. En pratique dans un calcul de chauffage d'appartement, on pourra toujours les négliger tant que la projection du tronçon sur la verticale sera faible par rapport à la longueur des tronçons verticaux.

III) Nous avons été obligés ici de considérer les deux moitiés de la chaudière séparément car les radiateurs sont placés vis-à-vis de la partie supérieure de la chaudière et les refroidissements dans les radiateurs et les tronçons 7 ou 1 sont très inégaux.

8°) 9°) Modification des diamètres cf tableau A'.

Les deux diamètres modifiés dans le circuit du radiateur 2 ne justifient pas une reprise des calculs de refroidissement car le tronçon 7 est court, donc ne subit qu'un faible refroidissement, et le tronçon 8 est calorifugé et en caniveau et ne subit également qu'un faible refroidissement.



Vase d'expansion
Chaudière
H1
3.000
H2
1.500
Pente 25 mm/m
Pente 25 mm/m
2,50
0,50
0,50
5.00
5.00
4.00
5.00
1.00

Fig. VIII-4

Tableau A'

Circuit du radiateur 2 - Pression évaluée d'après le tableau XXI quater 10, 12 mm CE

Pression réellement disponible ⟶

a	b	c	d	e	f	h	i	j	k	l	m	o	p	q	r	s	t
1	1 500	20	75	20	0, 75	0, 34	0, 21	6	1, 26								
2	4 500	20	225	33	5, 00	1, 18	0, 22	0, 5	1, 1								
3	4 500	20	225	33	0, 25	0, 06	0, 22	2	0, 44								
4	4 500	20	225	33	2, 75	0, 65	0, 22	1, 5	0, 33								
5	4 500	20	225	33	4, 00	0, 95	0, 22	1, 5	0, 33								
6	1 500	20	75	20	2, 75	1, 3	0, 21	11, 5	2, 3	26	2, 75	0, 37	0, 08	11, 5	0, 92	-0, 93	-1, 38

5 0, 06
6 5, 57
Rad. 2 2, 43
1 1, 66
2 - 0, 015
9, 72mm CE

Pression absorbée 4, 48 + 5, 76 = 10, 24 mm CE

Après modification du tronçon 6 7, 93 mm CE

Réglage supplémentaire du robinet Z = 9, 72 - 7, 93 = 1, 79 mm CE

Circuit du radiateur 1 - Pression réellement disponible 13, 78 mm CE, évaluée d'après le tableau XXI, quater 15, 12 mm CE

Pression réellement disponible ⟶

a	b	c	d	e	f	h	i	j	k	l	m	o	p	q	r	s	t
9	3 000	20	150	26	7, 60	3, 5	0, 3	12	3, 6								
7	3 000	20	150	26	0, 60	0, 27	0, 3	6	1, 8	33	0, 6	0, 07	0, 1	4	0, 4	-0, 27	- 1
8	3 000	20	150	26	5, 00	2, 3	0, 3	1	0, 3	33	5	0, 58	0, I	1	0, 1	-1, 7	-0, 2

5 0, 06
9A 0, 24
9B 8, 9
Rad. 1 2, 9
7 1, 71
8, 2 - 0, 025
13, 78mm CE

Pression absorbée primitivement
6, 07 + 5, 7 = 11, 77 mm CE -1,97 -1, 2

Après modification 7, 8 - 1, 97 - 1, 2
4, 10 + 4, 5 = 8, 6 mm CE

Pression absorbée après modification

Réglage supplémentaire du robinet = 8, 74 - 8, 6 = 0, 14 mm CE

Détermination des Modules TABLEAU B

N°s	Estimation primitive		Estimation modifiée
1	1/2 radiateur	1, 5	
	3 coudes arrondis de 20	3	
	1 té en dérivation	1, 5	
		$\sum \xi$ = 6	
2	1 coude arrondi de 33	0, 5	
3	1 coude arrondi de 33	0, 5	
	1/2 chaudière	1, 5	
		$\sum \xi$ = 2	
4	1/2 chaudière	$\sum \xi$ = 1, 5	
5	1 té en dérivation	$\sum \xi$ = 1, 5	
6	1 té en dérivation	1, 5	Pas de modifications lorsqu'on passe de 20 à 26
	1 coude arrondi de 20	1	
	1 coude droit de 20	1, 5	
	1 robinet d'équerre	6	
	1/2 radiateur	1, 5	
		$\sum \xi$ = 11, 5	
9	1 té de passage	1	
	2 coudes arrondis de 26	2	
	1 coude droit de 26	1, 5	
	1 robinet d'équerre	6	
	1/2 radiateur	1, 5	
		$\sum \xi$ = 12	
7	1/2 radiateur	1, 5	1, 5
	3 coudes arrondis de 26	3	1, 5 (33)
	1 coude droit de 26	1, 5	1 (33)
		$\sum \xi$ = 6	4
8	1 té de passage	$\sum \xi$ = 1	

TABLEAU -C-

N°	Q	l	d	fk	1-n	te	ti	δ	ta	tm	tm_2	tm_1	ω_{m2}	ω_{m1}	H_1	h	H_2	
5	225	4	33	1, 42	1	90	18	1, 8	88, 2	89, 1	89, 1	90	965, 94	965, 34	0, 6	0, 10	0, 06	$\delta = \frac{fk(1-n)(te-ti)}{Q}$
6	75	2, 75	20	1, 02	1	88, 2	18	2, 7	85, 5	86, 80	86, 80	90	967, 47	965, 34	2, 13	2, 62	5, 57	
Rad 2	75	0, 50				85, 5	18	20	65, 5	75, 5	75, 5	83, 3	974, 59	969, 74	4, 85	0, 50	2, 43	Température à l'entrée de 2
1	75	0, 75	20	0, 93	1	65, 5	18	0, 5	65	65, 2	65, 2	70	980, 48	977, 81	2, 67	0, 62	1, 66	
9A	150	5, 00	26	1, 22	1	88, 2	18	2, 9	85, 3	86, 8	86, 8	90	967, 47	965, 34	2, 13	0, 12	0, 24	$\frac{65x75+63,1x150}{225}$
9B	150	2, 60	26	1, 20	1	85, 3	18	1, 4	83, 9	84, 6	84, 6	90	968, 91	965, 34	3, 57	2, 50	8, 90	= 63, 7
Rad 1	150	0, 50				83, 9	18	20	63, 9	73, 9	73, 9	83, 3	975, 54	969, 74	5, 80	0, 50	2, 90	échauffement
7	150	0, 60	26	1, 10	1	63, 9	18	0, 2	63, 7	63, 8	63, 8	70	981, 24	977, 81	3, 43	0, 50	1, 71	de l'eau dans la chaudière.
8	150	5, 00	26	1, 08	0, 4	63, 7	25	0, 6	63, 1	63, 4	63, 4	63, 25	981, 45	981, 54	-0, 09	0, 12	-0, 010	90° - ta =
2	225	5, 00	33	1, 21	0, 4	63, 7	25	0, 4	63, 3	63, 5	63, 5	63, 25	981, 40	981, 54	-0, 14	0, 12	-0, 015	90°-63, 25 =
3	225	0, 25	33	1, 20	0, 4	63, 3	25	0, 05	63, 25	63, 25								26°75
Chaudière	225	0, 50				63, 25			76, 62	70								soit 13°37 dans chaque
Chaudière	225	0, 50				76, 62			90	83, 3								moitié de la chaudière.

CHAPITRE IX

CHAUFFAGE A VAPEUR BASSE PRESSION

Principe

Le chauffage est dit à vapeur basse pression si l'excédent de pression de la vapeur par rapport à la pression atmosphérique ne dépasse pas 1/3 d'hecto-pièze soit approximativement 300 g/cm^2 ≠ 3 000 mm CE, c'est à cette condition que les générateurs de vapeur ne sont pas soumis au contrôle périodique du service des mines, encore faut-il obligatoirement qu'ils soient munis d'un dispositif de sécurité à colonne d'eau.

PRODUCTION DE LA VAPEUR -

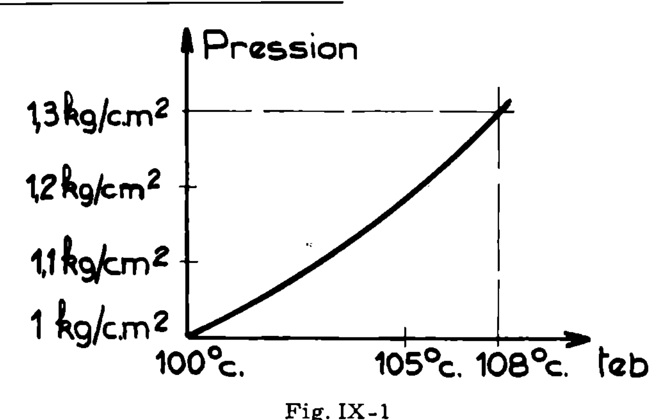


Fig. IX-1

Nous rappelons (cf Physique) que l'eau bout à une température bien déterminée pour une pression donnée.

Nous donnons ici la région de la courbe, reliant ces deux grandeurs, qui nous intéresse (fig. 1) ;

1, 3 kg/cm^2 correspond à un excédent de pression par rapport à la pression atmosphérique de 300 g/cm^2 : valeur maximum de la pression en vapeur basse pression.

Nous voyons donc que :

En vapeur basse pression, la vapeur sera émise à une température maximum de 108 °C (correspondant à une pression effective de 300 g/cm^2 et arrivera donc aux émetteurs de calories à une température très proche de 100 °C.

Principe : Considérons une installation ne comportant qu'un seul radiateur. La canalisation d'aller seule joue un rôle dans la circulation, le retour étant supposé en large communication avec l'atmosphère. Par conséquent, ce retour serait supprimé, le radiateur étant ouvert à l'air libre, rien ne serait changé au régime de circulation dans la canalisation de vapeur.

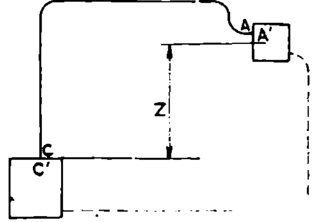


Fig. IX-2

Appliquons la formule 5 de l'écoulement des fluides entre A' et C'.

Si P désigne la pression à l'intérieur de la chaudière en C',

Si p désigne la pression à l'intérieur du radiateur en A',

On a : $$P - p = \sum_{C'}^{A'} \frac{\varpi V dV}{g} + \sum_{C'}^{A'} \varpi dz + J''^{A'}_{C'}$$

$\sum_{C'}^{A'} \frac{\varpi V dV}{g}$ est négligeable devant les autres termes. Une application numérique le montrerait.

$\sum_{C}^{A'} \varpi dz = \varpi m Z$ Z étant la différence des cotes de A' et C' et ϖm le poids spécifique moyen. (Le poids spécifique varie peu entre C' et A' car la vapeur ne subit qu'un faible refroidissement dû aux pertes).

Si po est la pression atmohsphérique au voisinage de la chaudière,
Et a le poids spécifique de l'air, on a :

$$p = po - a Z \qquad \text{et} \qquad P = po + H$$

En effet, comme l'extrémité du radiateur est ouvert à l'air libre, p est égal à la pression atmosphérique au voisinage du radiateur qui est égale elle-même à la pression atmosphérique au voisinage de la chaudière diminuée du poids de la colonne d'air de hauteur Z (cf Physique).

H s'appelle pression effective, que l'on considèrera désormais en pratique et qui est indiquée par le manomètre placé sur la chaudière. H représente l'excédent de la pression réelle sur la pression atmosphérique. On a donc en définitive :

$$H + (a - \bar{\omega}_m)\, Z = J''^{A'}_{C'}$$

mais le terme $(a - \bar{\omega}_m)Z$ est négligeable. En effet, prenons le cas extrême $Z = 30$ m. (immeuble de 8 étages)

$$a \neq 1{,}3 \text{ kg/m}^3 \qquad \bar{\omega}_m \neq 0{,}6 \text{ kg/m}^3$$

$$(a - \bar{\omega}_m)Z = 21 \text{ kg/m}^2 = 2{,}1 \text{ g/cm}^2$$

négligeable devant H qui est de l'ordre de 100 g/cm^2 en général.

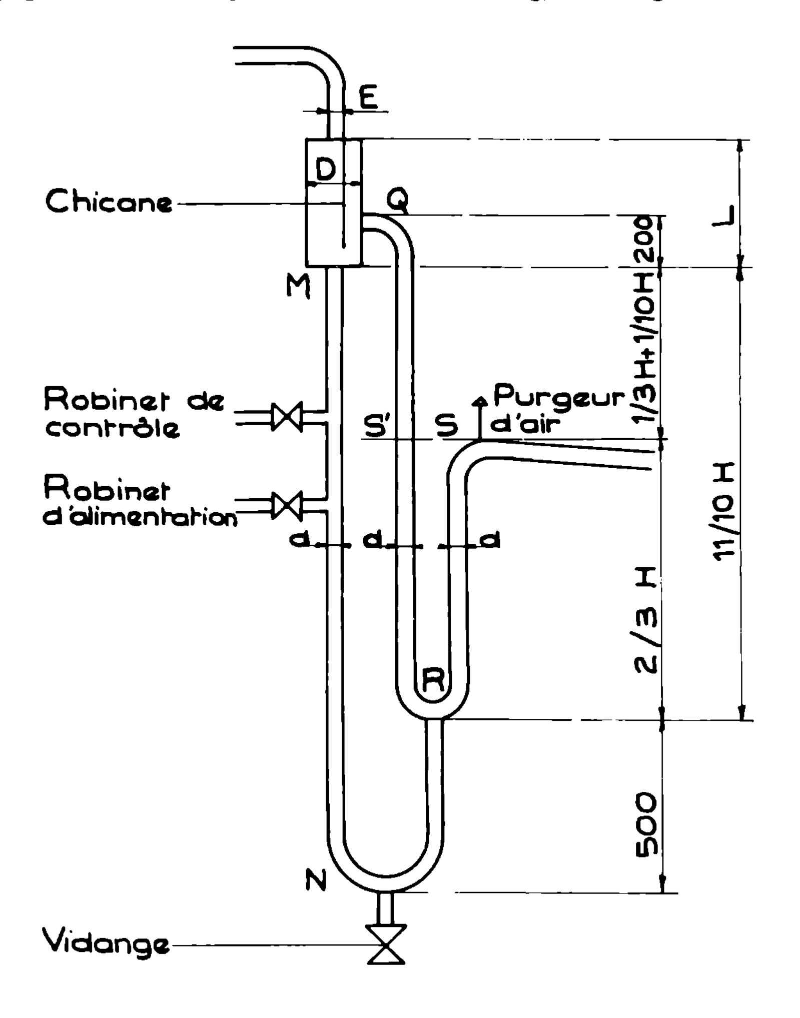


Fig. IX-3

Finalement, nous avons : $\boxed{H = J''^{A'}_{C'}}$

Remarque - Nous avons bien $J_C^{A'}$ et non pas R_{CA} c'est-à-dire qu'il faudra tenir compte des résistances locales à la sortie de la chaudière et à l'entrée du radiateur.

Dispositif de sécurité -

Le dispositif de sécurité est représenté en coupe figure 3.

C'est en réalité une soupape hydraulique SRQ au bout de laquelle se trouve un détendeur de vapeur D, le tube RNM servant au réamorçage.

La chaudière communique avec la branche S (au-dessus du plan d'eau).

Nous décrivons le fonctionnement du dispositif ci-après.

A) EN MARCHE NORMALE -

La différence des niveaux entre la branche SR et la branche QR est égale à la pression effective puisque la branche S est en relation avec la chaudière et la branche Q avec l'atmosphère.

Donc la hauteur QR doit être au moins égale à la pression maximum exprimée en mm de CE.

Exemple : pression maximum 200 g/m^2 # 2 000 mm CE.
QR a au minimum 2 m de haut.

B) CAS D'UNE SURPRESSION ACCIDENTELLE -

La pression devenant supérieure à la pression maximum de marche prévue (longueur QR en mm) l'eau remplissant QR poussée par les forces de pression (que la hauteur d'eau QR ne peut plus équilibrer) se déverse dans la boite D et la vapeur sort du circuit de chauffage en empruntant le chemin S R S' Q D E. La boite D avec sa chicane joue le rôle du détendeur de vapeur. On doit néanmoins placer le débouché du tube E dans un endroit de la chaufferie où les projections de vapeur ne peuvent blesser personne.

Lorsque la surpression accidentelle n'a plus lieu, l'eau emmagasinée dans le fond de la boite D et le tube MRN revient dans la branche S R S' Q et le siphon est réamorcé.

On conçoit que comme les tubes d et E servent au dégagement de la vapeur, ils doivent être d'autant plus importants que la chaudière contient une plus grande quantité d'eau, donc a une plus grande surface de chauffe.

On trouvera, page 224 du Guide du Monteur, les ordres de grandeur qu'il convient de donner à d, D, E, L.

Mode de distribution

Il s'agit dans ce paragraphe d'un système à deux tuyaux.

REMARQUE GENERALE -

Les tuyauteries de distribution de vapeur sont toujours en pente descendante dans le sens de circulation du fluide.

En effet, on veut que la circulation de vapeur se fasse dans le même sens que la circulation d'eau condensée par refroidissement dans les canalisations. (sinon la circulation de vapeur risque d'être freinée si ce n'est empêchée par la circulation d'eau condensée).

Dans les colonnes montantes, l'eau de condensation circule en sens inverse de la vapeur et ceci oblige à des précautions particulières (cf détermination des diamètres). Pentes : de 5 à 10 mm/m.

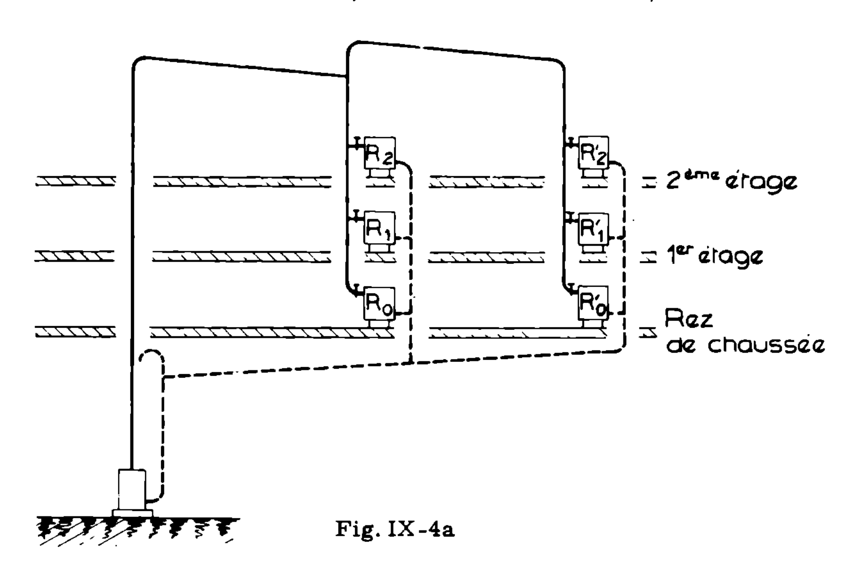


Fig. IX-4a

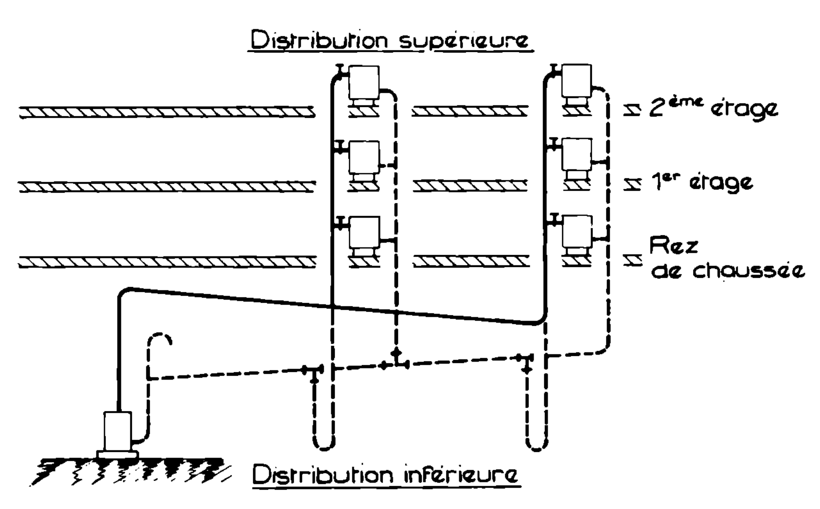


Fig. IX-4b

DISTRIBUTION SUPERIEURE -

(Fig. 4a), comporte une colonne montante principale en tête de laquelle partent les collecteurs alimentant les différentes colonnes descendantes qui desservent les radiateurs. Les canalisations de retour des radiateurs (eau de condensation) sont raccordées sur des colonnes descendantes parallèles aux précédentes et collectées par des tuyauteries disposées en plinthe à l'étage inférieur ou sous plafond des caves.

DISTRIBUTION INFERIEURE -

(Fig. 4b), comporte un réseau de distribution de vapeur disposé sous plafond des caves ou de l'étage inférieur et sur lesquelles sont piquées les colonnes montantes d'alimentation des radiateurs. Le retour d'eau de condensation se fait par gravité.

Retour sec - La canalisation de retour d'eau sert,à l'écoulement de l'eau condensée dans les radiateurs mais n'est pas pleine d'eau d'une manière continue, elle est donc obligatoirement en pente vers la chaudière.

Retour noyé - La canalisation de retour est remplie d'eau d'une manière continuelle. La pente n'est plus alors nécessaire.

Inconvénients du retour noyé - Le retour noyé impose une plus grande quantité d'eau dans l'installation (d'où une plus grande inertie) et des risques de gel accrus et un plus grand développement des tuyauteries (cf purge d'air).

Inconvénients du retour sec - Le retour sec comprned des tuyauteries de retour véhiculant en même temps de l'eau et de l'air (cf purge d'air). Elles risquent donc une oxydation pouvant accélérer leur obstruction par des dépôts et leur destruction.

Définition de la ligne de pression, démonstration du fait que si la canalisation de retour est au-dessus de la ligne de pression, le retour est sec et que dans le cas contraire, il est noyé

LA LIGNE DE PRESSION

est la ligne horizontale dont la cote est égale à la cote du plan d'eau de la chaudière augmentée de la pression effective :

H mm = H mm CE

(hauteur) (pression)

Le circuit a b c est équivalent à un vase communiquant dont les niveaux respectifs sont b' et a'.

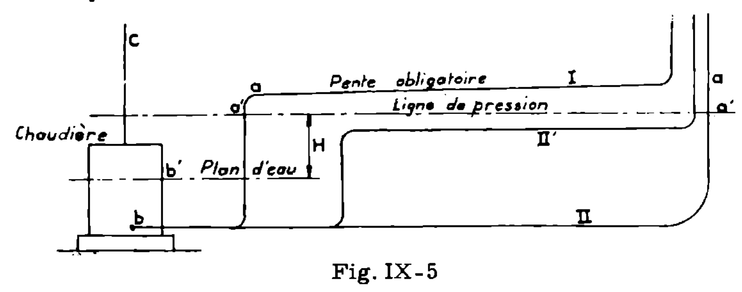


Fig. IX-5

En effet, au-dessus du niveau a' nous avons la pression atmosphérique p_0 et au-dessus du niveau b' nous avons la pression atmosphérique p_0 + la pression effective H mm CE. (Pour être tout à fait rigoureux, il faudrait tenir compte des pertes de charge entre a' et b' car le fluide est en mouvement mais ces pertes de charge sont négligeables).

Dans le cas du retour tel que I le retour est donc sec, car il se trouve au-dessus du niveau d'eau.

Dans le cas des retours II et II' le retour est noyé, car il se trouve en-deesous du niveau d'eau et est donc rempli d'eau.

Purge de l'air

La circulation de la vapeur dans les canalisations de distribution et le remplissage des radiateurs ne peuvent se faire de façon satisfaisante, que si l'air qui y était contenu peut être chassé à l'extérieur. D'autre part, lorsque la pression de vapeur diminue, il est indispensable que l'air puisse à nouveau remplir les canalisations et les radiateurs. Ces mouvements d'air se produisent généralement par les canalisations de retour qui, en marche normale ne sont que partiellement remplies d'eau de condensation.

A) CAS DU RETOUR SEC -

On peut permettre l'évacuation de l'air par un évent central. Cet évent est constitué par un tube terminé par une crosse. La pente descendante des canalisations de retour dans le sens du fluide est nécessaire pour permettre le retour de l'eau par gravité, mais surtout pour empêcher la formation de bouchons d'eau qui empêcheraient la libre circulation de l'air.

On peut se libérer de cette sujétion des pentes en ouvrant à l'air libre la partie supérieure des colonnes de retour grâce à des évents locaux.

Un évent local est constitué par une canalisation verticale de faible diamètre et d'une longueur de 0,5 m environ comportant à la partie supérieure une entaille qu'un bouchon vissé permet d'obturer plus ou moins.

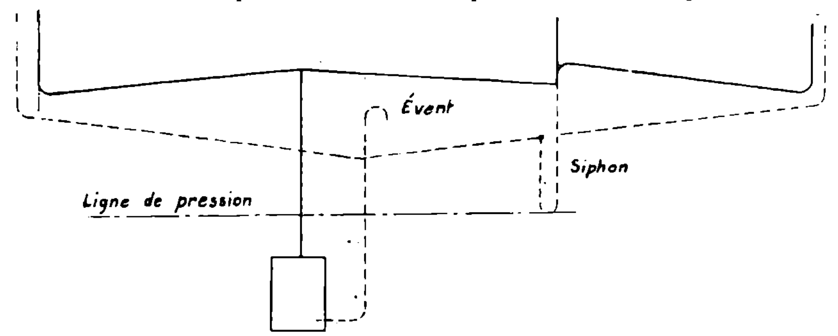


Fig. IX-6

L'inconvénient de ces évents locaux est qu'en cas de légère surpression par suite d'un réglage défectueux de l'installation, par exemple, la vapeur n'est pas entièrement condensée dans les radiateurs et le supplément peut s'échapper dans l'atmosphère. On préfère donc employer des prugeurs.

Un purgeur est constitué essentiellement d'une cartouche spéciale dilatable contenu dans un espace réglable de telle façon que l'orifice d'évent soit ouvert quand l'appareil est au repos, mais se ferme dès que la cartouche est baignée par la vapeur. De tels purgeurs peuvent alors être placés directement sur les surfaces de chauffe (radiateurs, convecteurs, tubes).

B) CAS DU RETOUR NOYE -

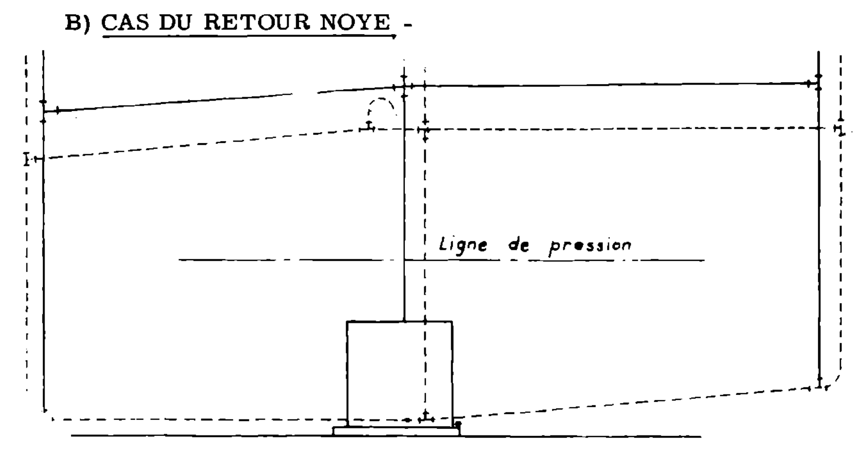


Fig. IX-7

Les canalisations étant en permanence remplies d'eau, la purge

de l'installation est assurée par une tuyauterie d'évent de faible diamètre réunissant les pieds des colonnes de retour à l'évent placé en chaufferie.

Purge de l'eau condensée par refroidissement dans les tuyauteries de distribution

A) CAS DE LA DISTRIBUTION SUPERIEURE

L'eau condensée dans la colonne montante maitresse redescend dans la chaudière. L'eau condensée dans les tuyauteries de distribution horizontales va dans les colonnes de distribution grâce à la pente et de là, dans les radiateurs et les tuyauteries de retour, donc, en fin de compte, aucune précautoin spéciale.

B) CAS DE LA DISTRIBUTION INFERIEURE AVEC RETOUR SEC

L'eau de condensation de la colonne de distribution a redescend dans la chaudière. L'eau des colonnes de distribution b et c est évacuée par le retour sec, mais elle doit d'abord passer par un siphon dont la hauteur est au moins égale à la pression effective : H mm = H mm CE.

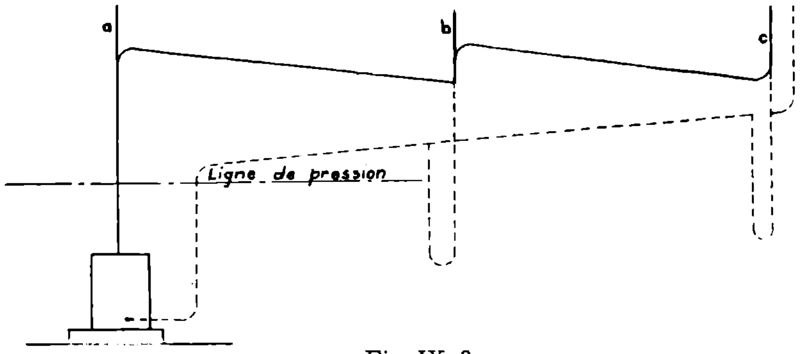


Fig. IX-8

Le siphon forme un vase communiquant dont la branche A est soumise à la pression atmosphérique (canalisation de retour), la branche A' a la pression atmosphérique plus la pression effective H moins les pertes de charge entre le départ de la chaudière et le point b ou c.

Ces pertes de charge sont faibles car on est près du départ et on les compte nulles pour plus de sécurité.

Donc, si l'on n'a pas prévu un siphon de raccordement dont la hauteur est au moins égale à la pression effective H, la vapeur passera

dans la tuyauterie de retour où elle se condensera en chauffant la cave alors que les radiateurs ne recevront plus assez de vapeur pour chauffer la maison.

Ces siphons doivent être munis d'un bouchon de dégorgement car en cas d'obstruction, par dépôts l'eau remplirait les canalisations de distribution de vapeur. Ils doivent être en outre protégés contre le gel, car ils contiennent en permanence de l'eau nécessaire à l'accomplissement de leur mission (laisser passer l'eau de condensation, mais non la vapeur).

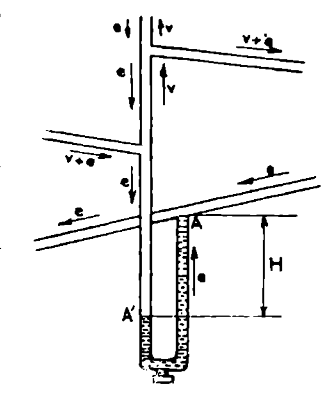


Fig. IX-9

e signifie eau condensée
v signifie vapeur.

C) CAS DE LA DISTRIBUTION INFERIEURE AVEC RETOUR NOYE -

La canalisation de retour étant pleine d'eau, on n'a pas à craindre des fuites de vapeur dans la canalisation de retour. On se contentera donc de réunir la base des colonnes de distribution ou des reprises de pente à la tuyauterie de retour sans l'intermédiaire de siphons cf fig. 7.

Détermination de la pression de marche

Elle dépend à la fois des conditions locales et de la longueur des circuits de distribution.

A titre d'indication, on peut admettre qu'une pression de 2 000 à 2 500 mm CE (200 à 250 g/cm^2) convient généralement pour des installations dont la longueur du circuit le plus défavorisé est comprise entre 300 et 500 m.

- 1 500 mm CE (150 g/cm^2) pour les longueurs de 150 à 300 m.
- 1 000 mm CE (100 g/cm^2) pour des installations de moins de 150 m.

Pour des installations de moyenne importance, une approximation grossière peut être admise en adoptant une pression de 10 mm CE (1 g/cm^2) par mètre de développement de la conduite de vapeur desservant le radiateur + 100 mm CE (cette garde est destinée à réaliser une certaine perte de charge dans les robinets des radiateurs afin d'améliorer le réglage central.

Réglage de l'installation

La température de la vapeur étant très peu supérieure à 100 °C, on ne peut effectuer le réglage qu'en faisant varier le débit de vapeur

dans les radiateurs. Cette modification du débit est obtenue par diminution de pression à partir de la pression de marche qui correspond au régime maximum. Cette modification s'obtient par le réglage de l'entrée de l'air sous le cendrier grâce au régulateur de combustion.

Le réglage central sera difficile à obtenir (voir chauffage à eau chaude) c'est-à-dire qu'on n'arrivera pas à modifier dans la même proportion le remplissage de tous les radiateurs.

On l'améliore

1°) en calorifugeant les canalisations (réduction des pertes par condensation).

2°) quand les pertes de charge par frottement sont égales dans chaque circuit (donc aussi les pertes de charges par résistances locales.

3°) en introduisant une grande résistance à l'entrée des circuits (réglage du robinet).

Nous admettrons ces propositions, sans démonstration.

Calcul des diamètres

A) DIAMETRES ALLER -

I) - SANS TENIR COMPTE DES PERTES PAR CONDENSATION DANS LES CANALISATIONS -

On suppose calculées les quantités de calories à fournir par chaque radiateur (obtenues par un calcul de déperditions préalable).

1°) On détermine le radiateur le plus défavorisé, c'est-à-dire celui pour lequel la longueur de la canalisation de distribution de vapeur est le plus grande. En effet, ici tous les circuits disposent de la même charge qui est égale à la pression dans la chaudière.

2°) On numérote les tronçons de canalisations en partant du radiateur le plus défavorisé et en allant à la chaudière (où l'on s'arrête) en suivant à rebours la canalisation de distribution de vapeur.

3°) On admet que les pertes de charge dûes au frottement représentent un certain pourcentage de la charge disponible.

Si l'on ne tient pas compte de la résistance supplémentaire dans le robinet en s'astreignant d'y perdre la majoration de sécurité précédemment fixée à 100 mm CE (cf pression de marche), les résistances par frottement représentent environ 70 % de la résistance totale.

D'où on déduit la perte de charge dûe au frottement, par mètre, en moyenne, le long du circuit.

Exemple : Si la charge (pression effective a la chaudière : H = 600 mm CE) et si le circuit a 55 m de longueur aller,

- la perte de charge dûe aux résistances locales sera de $\frac{30}{100} \times 500 + 100 = 250$ mm CE. (en effet, 600 mm CE comprennent 100 mm CE qui représentent la majoration de sécurité et 500 mm CE restant).

- la perte de charge dûe au frottement sera de $\frac{500 \times 70}{30} = 350$ mm CE.

Longueur du circuit aller 55 m.

En effet, on ne considère que le circuit aller (voir Principe du chauffage à vapeur basse pression, on doit réaliser l'égalité $H = R_{CA'}$)

Résistance moyenne par mètre : $\frac{350}{55} = 6,4$ mm CE/m.

4°) On trouve l'évaluation primitive des diamètres ainsi que la vitesse dans chaque tronçon.

En effet, pour chaque tronçon, on connait les quantités de chaleur à véhiculer (données par le calcul des déperditions) et la résistance moyenne par mètre.

La table XXVI nous donne alors le diamètre et la vitesse ; comme on connait la longueur du tronçon, on en déduit la résistance dûe au frottement pour le tronçon.

Remarque très importante -

L'expérience prouve que pour un bon fonctionnement, il ne faut jamais dépasser :

a) Une perte de charge par frottement de 6 mm/m pour les colonnes montantes d'une longueur supérieure à 2 m et pour les contre-pentes impossibles à éviter.

b) Une vitesse de 10 à 12 m/s au départ de la chaudière afin d'éviter l'entrainement de l'eau.

Ces restrictions peuvent obliger à prendre dans certains tronçons des résistances moyennes /m inférieures à la valeur moyenne calculée. Il faudra compenser ceci en prenant dans d'autres tronçons une résistance moyenne /m supérieure à la valeur moyenne calculée.

5°) On calcule le module des résistances partielles du tronçon d'après son circuit et, connaissant les vitesses, on en déduit les résistances accidentelles Z (tableau XXVI bis).

Ne pas oublier les 100 mm CE à compter dans le réglage supplémentaire du robinet.

6°) On calcule $\Sigma(LR + Z)$ pour les tronçons du circuit. Les diamètres ainsi calculés seront définitifs si $\Sigma(LR + Z)$ est à peu près égal à la charge (pression H) du circuit, un excédent de charge de l'ordre de 100 mm CE devant être absorbé par un réglage supplémentaire du robinet.

Disposition des calculs : Tableau suivant -

N° du tron-çon	Millithermies à fournir	Evaluation primitive	Evaluation modifiée	Diffé-rence
		identique au tableau A du chauffage à eau chaude		

7°) Si cette condition n'est pas satisfaite, il convient de la réaliser en modifiant dans le sens convenable certains diamètres du circuit mais sans contrevenir aux deux restrictions de la remarque.

8°) On procède ensuite de façon analogue au calcul des circuits alimentant les autres radiateurs en considérant d'abord ceux qui sont branchés sur les mêmes colonnes que le radiateur déjà étudié et en tenant compte des résultats déjà obtenus pour les tronçons communs.

II) - EN TENANT COMPTE DES PERTES PAR CONDENSATION DANS LES CANALISATIONS -

1°), 2°), 3°) identique I

4°) Pour l'évaluation primitive des diamètres, on calcule les pertes pour chaque tronçon qui peuvent être évaluées en première approximation ϕ L k cal pour un tuyau calorifugé. (cf chapitre III)

On calcule l'évaluation primitive des diamètres comme suit :

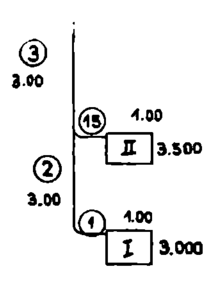


Fig. IX-10

Exemple numérique - Supposons qu'on ait trouvé comme résistance moyenne pour le circuit du radiateur 1 : 4 mm CE/m dans l'exemple représenté par le schéma ci-contre. On disposera les calculs dans les tableaux A et C ci-contre.

Pour le tronçon N° 1 nous voyons que pour 3 000 k cal et 4 mm CE/m nous prendrons un diamètre de 20. Nous pouvons donc calculer dans le tableau C les pertes que nous trouvons égales à 20 k cal que nous écrivons 10 + 10 dans le tableau A. En effet, il est logique de considérer pour le tronçon A, le nombre de k cal véhiculées au milieu du tronçon, c'est-à-dire 3 000 + 10, ces 10 étant destinés à être perdues entre le milieu du tronçon et le radiateur.

Pour le tronçon N° 2, 3 000 k cal utiles, nous prendrons toujours un diamètre de 20, ce qui nous permet de calculer les pertes dans le tronçon 2 (tableau C) soit 60 que nous écrivons 30 + 30 et les pertes à additionner à 3 000 k cal seront : 20 m th perdues dans 1 et 30 k cal perdues dans la moitié de 2, ce qui représentera 3 050 k cal véhiculées au milieu de 2.

TABLEAU A

N° du tronçon	Calories			Evaluation primitive				
	Utiles	Pertes	Totales	Diamètre	Longueur	Résistance par mètre	Résistance totale	etc .... id. tableau A Chauffage à eau chaude
a'	b'	c'	d'	e	f	g	. h	
1	3 000 →	+ 10 → + 10 + 20	3 010	20	1, 00	4, 00	4, 00	
2	3 000 →	+ 30 → + 30 + 80	3 050	20	3, 00	4, 2	12, 60	
3	6 500 →	+ 60 → + 40 +180	6 640	26	3, 00	4, 5	13, 50	
	etc							

TABLEAU C

N° du tronçon	ϕ	L	Pertes
1	20	1, 00	20
2	20	3, 00	60
15	20	1, 00	20
3	26	3, 00	80
etc			

Pour le tronçon N° 3, 6 500 k cal utiles, nous admettons que le tronçon 15 aura un diamètre de 20, ce qui nous donne 20 k cal de pertes. Avec 4 mm CE/m et 6 600 k cal, nous aurons pour le tronçon 3, un diamètre de 26 d'où le calcul de la perte dans 3 : 80 k cal. Donc les pertes de 15 et 3 seront de 100 k cal que nous écrivons 60 + 40. En effet, 60 sont les k cal à véhiculer en plus des 6 500 k cal utiles et des 80 k cal perdues dans 1 et 2 pour compenser les pertes dans la 2ème moitié de 3 et dans 15.

- 6 640 seront donc les k cal véhiculées au milieu de 3.
- et 180 représentera les pertes totales pour les tronçons 1, 2, 3, 15 ce qui servira pour le calcul de 4, etc ...

5°), 6°), 7°), 8°) identique I

B) DIAMETRE RETOUR -

on utilisera le tableau XXVI ter.

- la partie gauche de la table correspond au retour sec.
- la partie droite de la table correspond au retour noyé.

Influence de la pression de marche normale sur la profondeur nécessaire de la chaufferie

L'aménagement d'une chaufferie à vapeur basse pression ne peut se faire que dans des locaux présentant une hauteur sous plafond assez grande.

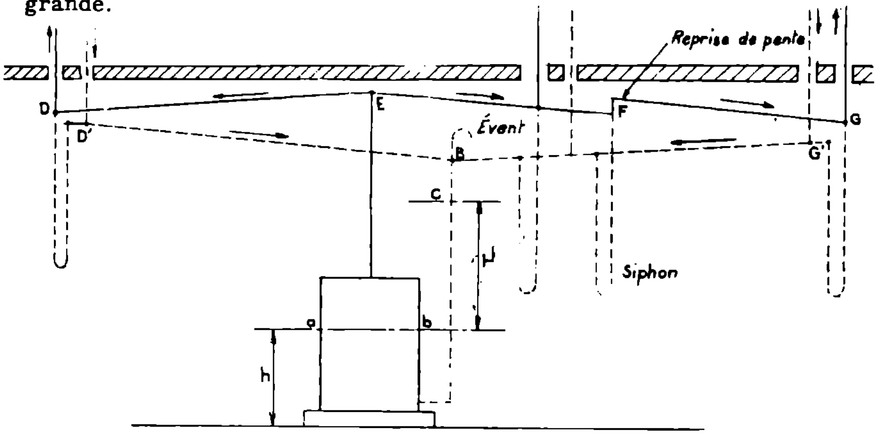


Fig. IX-11

Soit par exemple, le dispositif de distribution inférieure avec retours secs schématisé sur la figure ci-dessus, et soit a, b, le niveau normal de l'eau dans la chaudière à une hauteur h au-dessus du sol de la chaufferie.

En marche normale, l'eau est refoulée dans la canalisation de réalimentation jusqu'en C (cf ligne de pression) à une hauteur H au-dessus de a b (H pression effective).

Le point B de concours des collecteurs de retour d'eau et où s'effectue généralement la purge d'air doit être au moins aussi haut que le niveau de C. On se ménage généralement une marge de sécurité de 30 cm.

D'autre part, soient :

- L la longueur du plus grand des tronçons DE, EF, FG des collecteurs à vapeur.
- p la pente de ces collecteurs.
- L' la longueur du plus grand des tronçons des conduites de retour d'eau condensée.
- p' la pente de ces conduites.

La cote Z' du point E au-dessus du sol de la chaufferie sera :

$$Z' = h + H + pL + p'L' + 0,30$$

En effet, les points D' et G' sont forcément en-dessous des points D et G sinon lors de l'arrêt du chauffage, il pourrait stationner de l'eau aux points D et G et celle-ci empêcherait le passage de la vapeur lors de la remise en route.

Soit L (m) la longueur de DE (tronçon le plus long),
Soit p mm/m sa pente.
La projection de DE sur la verticale sera pL mm.

Il faut encore se ménager un supplément de 20 cm entre E et le plafond du local pour pouvoir effectuer le montage.

La hauteur totale du local est donc :

$$\boxed{Z = h + H + 0,50 + pL + p'L'}$$

En pratique, on peut admettre, pour Z, les valeurs minima suivantes :

- 3 m	pour une pression de régime de	50 g/cm^2
- 4 m	d°	100 g/cm^2
- 5 m	d°	200 g/cm^2

La distribution supérieure exige des hauteurs un peu plus faibles: on gagne en effet dans ce cas la hauteur dûe à la pente des collecteurs de vapeur placés en cave.

Le retour noyé n'exige pas des hauteurs plus importantes que pour un chauffage à eau chaude.

On voit que les hauteurs sont assez grandes et la présence de nappes d'eau peut rendre sinon impossible, du moins difficile et onéreux le creusement d'une cave assez profonde.

Exemple pratique de calcul des diamètres d'un chauffage à vapeur basse pression en tenant compte des pertes par condensation dans les tuyauteries

On demande de calculer les diamètres aller et retour du chauffage à vapeur basse pression dont le schéma est donné ci-dessous.

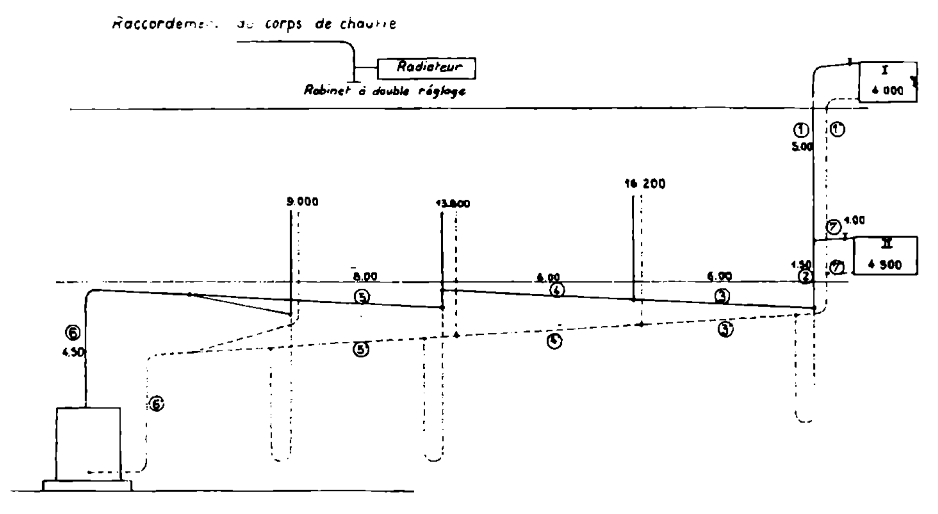


Fig. IX-12

On déterminera la pression effective. On calculera, en outre, la profondeur minimum de la chaufferie, si on adopte pour les tuyauteries horizontales une pente de 7 mm/m.

On veut un retour sec. La hauteur du plan d'eau au-dessus du sol est 1 m.

- solution -

A) DETERMINATION DE LA PRESSION EFFECTIVE -

La canalisation de distribution de vapeur la plus longue est celle du radiateur I, soit 30, 5 m.

Nous choisirons donc une pression effective de 30,5 x 10 # 300 mm CE + 100 mm CE qui sera perdu dans le robinet.

Soit finalement : **H = 400 mm CE**

B) CALCUL DES DIAMETRES ALLER -

Les déperditions ont été calculées et les résultats portés sur le schéma.

1°) Le radiateur le plus défavorisé est le radiateur I car sa canalisation de distribution est la plus longue.

2°) La numérotation est faite sur le schéma.

3°) Charge disponible 300 mm CE (100 gardés pour le réglage supplémentaire du robinet pour améliorer le réglage central).

Pertes de charges dûes au frottement : 300 x 0, 7 = 210 mm CE
Longueur de la canalisation aller du radiateur I : 30, 5 m.
Pertes de charge moyenne par mètre dans le circuit du radiateur I

$$\frac{210}{30,5} = 7 \text{ mm CE/m}$$

4°) Cf tableau A et table XXVI et tableau C.
On remarque que dans les colonnes verticales, on est obligé de prendre une résistance /m < 7 mm CE/m. Il faudra compenser ce manque à gagner dans les canalisations horizontales.

5°) Cf tableau B et table XXVI bis et tableau A.

6°), 7°), 8°) Cf tableau A.

C) CALCUL DES DIAMETRES RETOUR -

Cf tableau XXVI ter retour sec.

Tronçons	Quantités de chaleur libérées par l'eau de condensation	Diamètre
1'	4 000	15
2'	8 500	20
3'	8 500	20
4'	24 700	26
5'	38 500	33
6'	47 500	33
7'	4 500	15

D) DETERMINATION DE LA PROFONDEUR MINIMUM DE LA CHAUFFERIE -

Hauteur du plan d'eau		1 000 mm
Pression effective		400 mm
Marges de sécurité		500 mm
Projection sur la verticale de 4 +3	12 x 7	84 mm
Projection sur la verticale de 3' +4' +5'	21 x 7	147 mm
Hauteur minimum de la chaufferie		2 131 mm
		≠ 2, 20 m

Z = 2, 20 m

TABLEAU A

a'	b'	c'	d'	e	f	g	h	i	j	k
Circuit du Radiateur I Pression disponible 300 + 100 mm CE										
1	4.000	65	4.065	26	5,00	1,85	9,25	6	12	14
2	8.500	65 130 45 25	8.675	33	1,50	2,4	3,60	8,75	1,5	3,7
3	8.500	200 80 80	8.780	26	6,00	7,6	45,5	13,2	1	3,5
4	24.700	360 420 120	25.480	40	6,00	6,5	39	16	3	25
5	38.500	900 425 165	39.825	42,5	8,00	11,5	92	23,2	1	18
6	47.500	1.490 310 110	49.300	54	4,00	5	20	17	0,5	4,5
6B	47.500	1.910 15 15	49.425	66	0,50	2	1	12	3,5	16,3
		1.940								
Pression absorbée							210,35		+	85,0
							+ 14			+ 3,7
Après modification du tronçon 6							224,35		+	88,7
Réglage supplémentaire du robinet 400 - 313,15 =										
Circuit du radiateur II $\sum (LR + Z)_1$ = 9,25 + 14 + 86,85 =										
7	4.500	50 50	4.550	26	1,00	2,25	2,25	6,5	11,5	15,5
Pression absorbée							2,25		+	15,5
Réglage supplémentaire du robinet 109,10 - 17,75 =										

L	m	n	o	p	q	r	s	t
49	4	8,5	34	22,5	0,5	8,2	+ 14	+ 3,7
= 294,15 mm CE = 313,15 mm CE 86,85 mm CE 109,10 mm CE								
= 17,75 mm CE 91;35 mm CE								

Nous avons respecté les restrictions

1) R < 6 mm/m pour les colonnes montantes de plus de 2 m.

(La partie verticale du tronçon 6 ne fait pas 2 m.)

2) v < 12 m/s à la sortie de la chaudière ce qui nous a obligé à prendre un tronçon 6B de diamètre supérieur.

Calcul des modules TABLEAU B

N° du tronçon	1ère estimation		Après modification
1	1 radiateur	3	
	1 robinet coudé avec réglage	6	
	2 coudes arrondis de 26	2	
	1 té de passage	1	
		$\sum \xi = 12$	
2	1 té en dérivation	$\sum \xi = 1,5$	
3	1 té de passage	$\sum \xi = 1$	
4	2 tés en dérivation	$\sum \xi = 3$	
5	1 té de passage	$\sum \xi = 1$	
6	1 coude arrondi de 54	$\sum \xi = 0,5$	Pas de modification car les modules sont les mêmes pour d=54 et d = 49
6_B	1 variation brusque de vitesse	1	
	1 chaudière	2,5	
		$\sum \xi = 3,5$	
7	1 radiateur	3	
	1 robinet coudé avec réglage	6	
	1 coude arrondi de 26	1	
	1 té en dérivation	1,5	
		$\sum \xi = 11,5$	

TABLEAU C

N°	Φ	L	Pertes
1	26	5,00	130
7	20	1,00	20
2	33	1,50	50
3	26	6,00	160
4	40	6,00	240
5	42,5	8,00	330
6	54	4,00	220
6_B	66	0,50	30

Les pertes totales de la colonne desservant les radiateurs I et II sont de 170 pour 8 500 k cal utiles.

Nous admettrons donc pour la colonne de 16 200 k cal utiles, 300 k cal de pertes.

Pour la colonne de 13 800 k cal utiles, 260 k cal de pertes.

Pour la colonne de 9 000 k cal utiles, 200 k cal de pertes.

On a admis que le diamètre de 7 était 20 mm.

CHAPITRE X

CHAUFFAGE PAR AIR CHAUD

Principe

A) CHAUFFAGE A AIR CHAUD EN CIRCULATION NATURELLE -

Considérons le chauffage à air chaud à une seule bouche avec prise extérieure d'air frais. Les filets d'air suivent le circuit A B C. Nous pouvons appliquer la formule 5 de l'écoulement des fluides entre les points A et C, il vient :

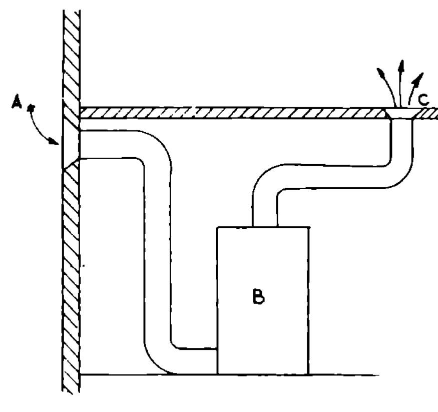


Fig. X-1

$$J_A^C = \sum_A^C \frac{\varpi V dV}{g} + p_C - p_A + \sum_A^C \varpi dz$$

Or $p_C = p_A$ puisque les points sont au même niveau.

$\sum_A^C \frac{\varpi V dV}{g}$ est négligeable tant que V est inférieur ou de l'ordre de 1 ou 2 m/s.

Il reste donc : $\boxed{J_A^C = \sum_A^C \varpi dz}$

ou la force aéromotrice $- \sum_A^C \varpi dz$ représente donc la charge qui en régime établi doit être égale à la perte de charge totale dans le circuit.

Pour le calcul de $\sum_A^C \varpi dz$ on décompose en tronçons comme pour le chauffage à eau chaude en thermosiphon.

Equilibrage des dérivations - L'étude précédente suppose l'installation en régime établi.

L'étude du démarrage est plus complexe. L'installation sera dite stable quand à l'ouverture d'une nouvelle bouche de chaleur le circuit correspondant se mettra normalement en régime.

Soit l'installation ci-contre destinée à chauffer une seule pièce : D, E sont des bouches de chaleur, A est la prise d'air extérieure.

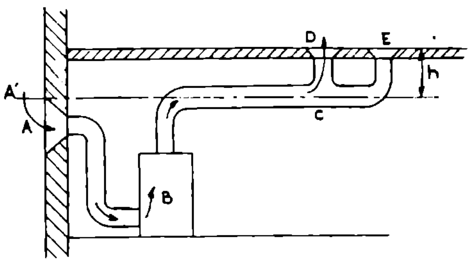
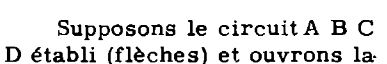


Fig. X-2



Supposons le circuit A B C D établi (flèches) et ouvrons la bouche E. Pour qu'elle s'amorce dans le sens CE, il faut et il suffit que dans le circuit A B C E la charge (force motrice), soit supérieure à la perte de charge (force résistante) au moment de l'ouverture de la bouche E.

(Nous ne démontrons pas ici cette condition).

Or la charge dans le circuit A B C E au moment de l'ouverture de E est égale à :

$$J_A^C = -\left[\sum_{A'}^{C} \bar{\omega}\, dz + h\,(\bar{\omega}_{t\ sous\text{-}sol} - \bar{\omega}_{t\ ext})\right]$$

(Le crochet est négatif) car l'air dans la gaine C E est à la température du sous-sol au moment de l'ouverture.

Et la charge dans le circuit A B C E en marche maximum est :

$$= -\left[\sum_{A'}^{C} \bar{\omega}\, dz + h\,(\bar{\omega}_{t_{CE\ max.}} - \bar{\omega}_{t\ ext.})\right]$$

On a donc :

Charge A B C E au moment de l'ouverture = charge A B C E en marche maximum

$$- h\,(\bar{\omega}_{t\ sous\text{-}sol} - \bar{\omega}_{t_{CE\ max.}})$$

Or, au moment de l'ouverture, la perte de charge dans tout le circuit A B C E est égale à la perte de charge dans la portion A B C puisqu'il n'y a pas de circulation dans le tronçon CE.

Donc, nous avons une autre expression de la condition :

Perte de charge dans A B C < charge A B C E en marche max.

$$- h\,(\bar{\omega}_{t\ sous\text{-}sol} - \bar{\omega}_{t_{CE\ max.}})$$

B) CHAUFFAGE A AIR CHAUD PULSE -

Soit la formule 5 bis :

$$J_A^B = \sum_{A}^{B} \frac{\bar{\omega} V dV}{g} + p_B - p_A + \sum_{A}^{B} \bar{\omega}\, dz - H$$

H étant la hauteur manometrique du ventilateur exprimée en mm CE.

D'où, en appliquant la formule pour la fig. 1 du présent chapitre, $P_C = P_A$

$\sum_A^C \frac{\varpi V dV}{g}$ est négligeable.

$\sum_A^C \varpi dz$ est négligeable devant H.

Il reste finalement $\boxed{J''^C_A = H}$

Dans ce cas, nous n'avons pas à nous soucier de l'équilibrage des dérivations car à tout point de branchement, la pression est plus forte que la pression atmosphérique, le mouvement s'établira dans le bon sens.

Calcul des pertes et des diamètres des conduits

I) CALCUL DES DEBITS -

Nous rappelons le calcul du débit poids (cf chapitre III)

$$\boxed{G\ kg/h = \frac{Q\ kcal/h}{0{,}2375\ (t_s - t_i)}}$$

On vérifie bien qu'il ne faut pas tenir compte des calories dûes à la ventilation naturelle, dans Q celles-ci sont représentées par le refroidissement de l'air soufflé de t_i à t ext.

Soit V m^3/h le débit volume d'air soufflé,
1,293 est la densité de l'air à °C.

Donc, on a $V_{O°} = \frac{G}{1{,}293}$

et $V_{ts°} = V_{O°}(1+\alpha_{ts})$ (cf physique dilatation des gaz).

On a donc :

$$\boxed{V_{m^3/H} = \frac{G kg/h}{1{,}293} \times (1 + \alpha_{ts})}$$

Soit :

$$\boxed{V_{m^3/H} = \frac{Qm\ th/h\ (1 + \alpha_{ts})}{0{,}307\ (t_s - t_i)}}$$

Où Q représentent les déperditions sans tenir compte de la ventilation naturelle.

t_s la température de soufflage de l'air.
t_i la température intérieure de la pièce.

II) CALCUL DES DIAMETRES -

Etude préliminaire sur les vitesses et températures de soufflage admissibles et sur l'emplacement des bouches.

En règle générale au niveau des occupants, la vitesse de l'air ne doit pas dépasser 0,50 m/s.

a) Dans les pièces de petites dimensions, on évitera donc de souffler de l'air à plus de 0, 50 m/s.

On pourra le souffler à la partie basse de préférence car un soufflage à la partie haute, provoquerait une surchauffe inadmissible de celle-ci.

Toutefois, dans les pièces de faible hauteur (de l'ordre de 3 m et en-dessous), les mouvements de convection dûs au déplacement des occupants permettent le soufflage à la partie haute tout en évitant cet inconvénient.

t_s sera prise entre 35 °C et 50 °C.

b) Dans les locaux de grande dimension, l'émission de l'air chaud en jets horizontaux à une hauteur au-dessus du sol de l'ordre de 3 m permet de souffler à grande vitesse (de l'ordre de 4 à 10 m/s) et par suite :

- d'une part, de réaliser une meilleure diffusion de l'air chaud,
- d'autre part, de réduire le nombre de bouches en augmentant la portée de chacune d'elles.

La température de soufflage sera prise entre 50 °C et 80 °C.

Pour réaliser de si grandes vitesses, il faudra évidemment avoir recours à l'air chaud pulsé. Pour les locaux de petites dimensions, on pourra employer indifféremment l'air chaud pulsé ou l'air chaud en circulation naturelle.

A) CHAUFFAGE A AIR CHAUD EN CIRCULATION NATURELLE-

On suppose déterminées les déperditions des pièces sans tenir compte de la ventilation naturelle ainsi que l'emplacement des bouches de soufflage. On suppose fixée la température de soufflage.

1°) La température de soufflage étant limitée, il est indispensable, lorsque la gaine de départ est commune, de commencer le calcul par la bouche où l'air introduit peut atteindre le maximum acceptable. Si on commence le calcul par le circuit de la bouche la plus proche de la chaudière qui soufflera l'air à la température maximum, il est évident que les autres bouches souffleront de l'air à une température inférieure (le refroidissement sera plus grand à cause de la plus grande longueur de gaine).

2°) On numérote les tronçons par des chiffres ou des lettres (voir exemples).

3°) On procède à l'estimation de la charge en se fixant à priori un refroidissement dans la gaine de distribution et un réchauffement dans la prise d'air neuf.

(Pour des gaines calorifugées, on prendra à peu près 1° pour 2 mètres de gaines).

On en déduira la température de chaque tronçon, en admettant un refroidissement ou un réchauffage uniforme (Voir exemple) et on en déduira :

$$\sum_{A}^{C} \varpi dz$$

On disposera les calculs dans le tableau C suivant où δ représente le refroidissement de l'air (procédé du signe -) et θ le réchauffement (procédé du signe +).

t_e la température de l'air à l'entrée de la portion considérée.

t_s la température de l'air à la sortie de cette portion.

t_m la température moyenne de l'air dans cette même portion.

t_{m_1} la température moyenne de l'air dans la portion ascendente opposée à la portion descendante à la température moyenne t_{m_2}

t_{m_2} la température moyenne de l'air dans la portion descendante opposée à la portion ascendante à la température moyenne t_{m_1}

ϖ_{m_1} la densité de l'air en kg/m^3 à la température t_{m_1}

ϖ_{m_2} la densité de l'air en kg/m^3 à la température t_{m_2}

H_1 la pression effective en mm CE rapportée à une hauteur de gaine de 1 m.

$$(H_1 = \varpi_{m_2} - \varpi_{m_1})$$

h la hauteur efficace du tronçon, c'est-à-dire sa projection sur la verticale.

H_2 la pression effective en mm CE fournie par la portion $(H_2 = h\,H_1)$

Remarque - Pour les tronçons ascendants $t_m = t_{m_1}$

Pour les tronçons descendants $t_m = t_{m_2}$

TABLEAU C

Portions	δ	te	ts	tm	tm_2	tm_1	$\overline{\omega}_{m2}$	$\overline{\omega}_{m1}$	H_1	h	H_2

Pour avoir H_1 on se servira de la table XXIII où on aura $H_1 = \varpi_{m_2} - \varpi_{m_1}$
On aura ϖ_{m_2} et ϖ_{m_1} dans la table XVI colonne δ_1

Remarque très importante - On fera bien attention à l'équilibrage des dérivations pour calculer la charge disponible pour les tronçons communs aux diverses bouches et les tronçons particuliers (Voir exemple).

4°) On admet que les résistances particulières forment un certain pourcentage de la résistance totale.

Pour le tronçon commun à toutes les bouches qui contient le générateur de chaleur, on admet 95 % à 99 %.

Pour le tronçon particulier à la bouche, on admet 80 à 90 %.
Il serait donc inexact de baser l'évaluation primitive des diamètres sur les résistances dûes au frottement.

On calcule donc la somme des modules des résistances locales du circuit. Tableau XXIV ter. Connaissant la résistance dûe aux résistances locales, on déduit de la table XXIV bis la vitesse moyenne dans le circuit.

5°) On trouve l'évaluation primitive des diamètres.

En effet, connaissant les débits et les vitesses, ont peut en déduire le diamètre soit en se servant de la table XXIV, soit plutôt en faisant le calcul directement (cf exemple).

6°) Vérification des diamètres - Connaissant l'évaluation primitive des diamètres , on peut maintenant calculer le refroidissement exact dans les gaines.

Remarque - Ontpeut choisir des conduites rectangulaires. La table XXIV quater donne le diamètre équivalent d'une conduite rectangulaire. Le mot équivalent signifie au point de vue frottement, et non au point de vue déperditions calorifiques.

Nous renvoyons au chapitre III pour les formules donnant le refroidissement dans un tronçon.

Connaissant la température de soufflage que l'on s'est fixée, on connait la température de sortie du tronçon précédent la bouche.

Dans la formule, on remplacera donc $t_e + t_d/2$ (température moyenne du tronçon) par ta, température de sortie, ou par te, température d'entrée dans le calcul du réchauffage de l'air dans la gaine de prise d'air neuf.

On dispose les calculs dans un tableau C'.

7°) Détermination de la charge disponible - On se sert à la fin du tableau C' disposée de façon analogue au tableau C.

On peut donc calculer $\Sigma \varpi \, dz$ exact, c'est-à-dire la charge.

8°) Détermination des pertes de charge - On détermine les pertes de charge d'après les tableaux XXIV, XXIV bis, XXIV ter.

On dispose les calculs dans le tableau A.

Les pertes de charges par frottement ainsi calculées sont valables pour de l'air à 15°. Pour de l'air à t°, il faut multiplier les pertes de charges à 15° par :

$$\frac{273 + 15}{273 + t} = \frac{288}{T}$$

On multipliera donc les pertes de charges par frottement par $\frac{288}{T}$ en prenant pour T la température absolue moyenne de toute la gaine, ce qui sera suffisamment approché et plus simple que de faire le calcul par tronçon.

TABLEAU C'

Portion	L	$\frac{k}{0,2375}$	πD ou $a+b$	1-n	tz	t-tz	G	Δt	te	ta	tm	tm_2	tm_1	ϖ_{m2}	ϖ_{m1}	H_1	h	H_2

TABLEAU A

Tronçon	Température $\frac{te + ta}{2}$	Débit poids G	Débit Volume V	Diamètre Dmm	Résistance / m	Longueur	Résistance du tronçon	Désignation des Résistances particulières	Module $\mathscr{M}$	Vitesse	Résistance locale Zmm

En pratique d'ailleurs, cette correction est illusoire donc inutile.

9°) Si on trouve pour les pertes de charge un total égal ou un peu inférieur à la charge, on absorbera l'excédent de charge par la fermeture partielle d'un registre. Sinon, il faudra changer un diamètre ou deux et recommencer une partie du tableau A et peut être le tableau C', on juge dans chaque cas si la modification risque de changer la valeur de la charge à cause du refroidissement.

10°) On procèdera de même pour les autres circuits en respectant l'équilibrage des dérivations.

B) CHAUFFAGE A AIR CHAUD PULSE -

Le calcul est beaucoup plus simple dans ce cas.
On suppose déterminées les déperditions des pièces sans tenir compte de la ventilation naturelle ainsi que l'emplacement des bouches de soufflage. On suppose fixée la température de soufflage.

Deux hypothèses possibles -

α) On se donne la vitesse moyenne de l'air chaud dans les gaines. Ordre de grandeur à adopter :

- 3 à 6 m/s pour les locaux d'habitation et les bureaux.
- 8 à 15 m/s pour les ateliers.

Connaissant les débits, on en déduit les diamètres d'où les résistances dans un tableau A.
On prend alors la hauteur manométrique du ventilateur supérieure à la somme des résistances et on absorbe l'excédent par le réglage d'un registre.

β) On se donne la hauteur manométrique fournie par le ventilateur. Ordre de grandeur à adopter :

- 15 à 25 mm CE pour les installations silencieuses.
- 25 à 50 mm CE pour les installations industrielles.

On se donnera alors un pourcentage de résistances particulières d'où on en déduira la perte de charge dûe aux résistances locales. On calculera la somme des modules des résistances locales d'où la vitesse comme dans le A).
On calculera alors les résistances dans un tableau A.

Exemple de calcul de diamètres d'un chauffage à air chaud en circulation naturelle

Soit à réaliser sur les données suivantes un chauffage par l'air chaud, à circulation naturelle, avec prise extérieure d'air neuf (fig.3).

Le réchauffage de l'air est obtenu par une batterie alimentée par la vapeur basse pression. Résistance donnée par le constructeur 0,40 mm CE.

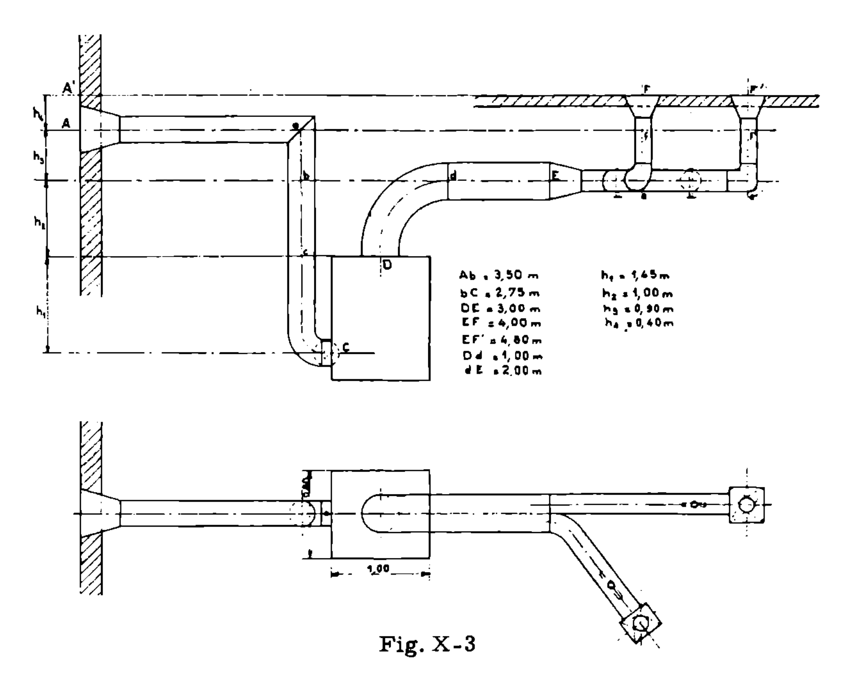


Fig. X-3

Les gaines cylindriques de distribution d'air seront en tôle et protégées des pertes par un revêtement calorifuge d'une efficacité 65 %.

La gaine cylindrique de prise d'air extérieur sera également en tôle mais nue. Pour les gaines, on prendra k = 3 k cal/m^2 h °C.

Température à maintenir dans les locaux + 18 °C.

Température extérieure minimum de base - 5 °C.

Pertes de chaleur par les parois de la pièce I par - 5 extérieur 2 000 k cal/h.

Pertes de chaleur par les parois de la pièce II par - 5 extérieur 1 800 k cal/h.

Volume des locaux 80 m^3.

Le renouvellement horaire d'air neuf, par la température extérieure minimum de base et par temps calme est fixé à 2 fois le cube des locaux.

L'arrivée de l'air dans les pièces se fera par en bas.

Température de l'air à son introduction dans les pièces + 50 °C.

Température ambiante dans le sous-sol + 15 °C.

Les autres indications sont données par le schéma de l'installation.

Solution -

Commençons par calculer les débits.

Q = 2 000 k cal/h pour la pièce I, 1 800 k cal pour la pièce II.
ts = 50 °C , ti = 18 °C.

D'où $G_I = 256$ kg/h $G_{II} = 239$ kg/h

à 50 °C, $V_I = 243$ m³/h $V_{II} = 219$ m³/h

Calcul de V pour une température différente de 50°.

$$V_{50} = \frac{G}{1{,}293}(1 + 50\alpha) \text{ et } V_t = \frac{G}{1{,}293}(1 + \alpha t)$$

$$\frac{V_t}{V_{50}} = \frac{1 + t\alpha}{1 + 50\alpha} = \frac{\frac{1}{\alpha} + t}{\frac{1}{\alpha} + 50} = \frac{T}{323}$$

(T température absolue)

D'où $$V_t = \frac{T}{323} \times V_{50}$$

CALCUL DES DIAMETRES -

1°) Nous commencerons le calcul pour le circuit de la bouche F.

2°) La numérotation des tronçons est toute faite sur la figure.
Les petites lettres sont nécessaires pour un calcul exact de la charge comme on le verra par la suite.

3°) Ici, nous admettons :

- Un réchauffement de 4° dans la gaine AC.
- Un refroidissement de 5° dans la gaine DF.

Nous avons fait un calcul exact en séparant tous les tronçons vis-à-vis de tronçons à température différente et un calcul approché en séparant juste les tronçons A' c, c C à cause du grand échauffement dans la chaudière. Voir tableau C.

On trouve la charge totale 0, 700 mm CE, dans un cas.
0, 704 mm CE, dans l'autre.

Dans la pratique, on se contentera donc toujours du calcul approché.
Pour respecter la condition d'équilibrage des dérivations, nous devons choisir pour le circuit A' A C D E

$$0{,}700 - (h_3 + h_4)(\varpi_{15} - \varpi_{eF\ max,})$$

On admet

$$\varpi_{eF\ max.} = \varpi_{50,5} = 1{,}091$$

$$\varpi_{15} = 1{,}226$$

D'où nous prendrons charge pour A' A C D E

0, 700 - 1, 3 (1, 226 - 1, 091) = 0, 700 - 1, 176 = 0, 524 mm CE

et charge pour EF = 0, 176 mm CE

4°) Ici on admet pour les résistances particulières :

99 % pour le circuit A C D E soit 0, 524 x 0, 99 = 0, 518 mm CE
90 % pour EF soit 0, 176 x 0, 9 = 0, 158 mm CE.

On estime ensuite approximativement d'après le schéma, la somme des indices de résistances.
En se servant du tableau XXIV ter.
Résistance de la batterie 0, 40 mm CE.
Reste pour les autres résistances : 0, 118 mm CE.

Circuit A C D E :

1 grillage (rapport de la section libre à la section totale 0, 5	
Section libre = section du canal x 1, 5	
Visible sur le dessin	0, 5
1 coude brusque à 90°	1, 5
1 coude à 90° arrondi $\frac{R}{d} = 1$	0, 15
2 variations brusques de section rapportées à la vitesse dans le canal	1
1 coude à 90° $\frac{R}{d} = 1,5$	0, 1
	$\Sigma\xi$ = 3, 25

Circuit E F :

1 culotte angle 30°	0, 05
1 coude à 60° $\frac{R}{d} = 1,5$	0, 07
1 coude à 90° arrondi $\frac{R}{d} = 1$	0, 1
1 bouche (rapport de la section libre à la section totale 0,3	
Section libre = section du canal x 1, 5)	1
	$\Sigma\xi$ = 1, 22

Détermination de la vitesse :

D'après le tableau XXIV bis, on voit que pour Z = 0, 118 mm CE et ξ = 3, 25, on a : v = 0, 90 m/s (0, 118 = 0, 518 - 40)
Pour Z = 0, 158 mm CE et ξ = 1, 22 on a v = 1, 50 m/s.
Nous choisirons v = 0, 80 m/s et v = 1, 00 m/s.

5°) On obtient ainsi l'évaluation primitive des diamètres.

Portion	Vm^3/H	$Vm^3/_s$	v $m/_s$	d_{mm}
E F	à 50°C 243	0, 066	1	300
E F'	à 50°C 219	0, 061	1	250
A C	à -3°C 386	0, 107	0, 80	400
D E	à 53°C 465	0, 129	0, 80	450

Calcul de V m^3/H pour AC et DE en appliquant la formule :

$V_t = \frac{T}{323} \times V_{50}$ Pour - 3 °C T = 270 °K
Pour 53 °C T = 326 °K

Pour déduire d de V et v on se sert du tableau XXIV, par exemple:

$V = 0,068\ m^3/s$ $v = 1\ m/s$

On voit dans le tableau XXIV que toutes les v = 1 sont en gros dans une diagonale et on cherche parmi les v = 1, le V qui se rapproche le plus de 0,068 m^3/sec.

On voit que c'est pour d = 300 ; v = 1 ; V = 0,071.
On procède de même pour les autres.
On pourrait faire le calcul direct.

$$V m^3/s = v\ m/s \times S\ m^2 = v \frac{\pi d^2}{4} (m)$$

Ici $V = 0,068\ m^3/s \quad v = 1\ m/s$

D'où $$d^2 (m) = \frac{4 \times 0,068}{\pi \times 1} \approx 0,09$$

d = 0,3 m d = 300 mm

C'est ce calcul qui est tout fait pour chacune des cases du tableau XXIV.

6°) 7°) Vérification des diamètres - Estimation de la charge disponible tableau C'.

Charge disponible pour A C D E :
0,688 - 1,3 (1,226 - 1,092) = 0,514 mm CE

Charge disponible pour E F
1,3 (1,226 - 1,092) = 0,174 mm CE

8°) Détermination des pertes de charge (Cf tableau A)

Il faut calculer exactement la vitesse :

$$v = \frac{V\ m^3/s \times 4}{\pi d^2\ m^2}$$

car les résistances particulières sont très importantes.

La correction sur les résistances par frottement est illusoire vu leur faible importance. En pratique, on s'abstiendra de la faire.

Exemple de calcul de diamètres d'un chauffage à air chaud pulsé

Soit à donner les dimensions des gaines rectangulaires, d'un réseau dont le schéma est donné sur la figure 4.

TABLEAU C CALCUL EXACT

Portion	δ	te	ta	tm	tm_2	tm_1	ϖm_2	ϖm_1	H_1	h	H_2
A'A		- 5	- 5	- 5	- 5	50,1	1,317	1,093	0,224	0,40	0,090
A a	1,7	- 5	- 3,3	- 4							
a b	0,6	- 3,3	- 2,7	- 3	- 3	50,6	1,308	1,091	0,217	0,90	0,195
b c	0,6	- 2,7	- 2,1	- 2,4	- 2,4	+54,7	1,305	1,077	0,228	1,0	0,228
c C	1,1	- 2,1	- 1	- 1,5	- 1,5	+28	1,300	1,173	0,129	1,45	0,187
C D		- 1	55	+28							
D d	-0,6	55	+54,4	+54,7							
d E	-1,4	54,4	53	53,7							
E e	2	+53	51	52							
e F	0,7	51	50,3	50,6							
f F	0,3	50,3	50	50,1							

TABLEAU C CALCUL APPROCHE

A'c	+ 3	- 5	- 2	- 3,5	- 3,5	52,5	1,310	1,085	0,225	2,3	0,517
c C	+ 1	- 2	- 1	- 1,5	- 1,5	+28	1,300	1,173	0,129	1,45	0,187
C D		- 1	55	+ 28							
D F	- 5	55	50	52,5							

TABLEAU C'

Portion	L	$\frac{k}{0,2375}$	π D	1 - n	tz	t-tz	G	Δt	te	ts	tm	tm_2	tm_1	ϖm_2	ϖm_1	H_1	h	H_2
F f	0,4	12,6	0,94	0,35	15°	35	256	0,3	50,3	50	50,1	- 5	50,1			0,224	0,4	0,090
f e	0,9	12,6	0,94	0,35	15°	35	256	0,5	50,8	50,3	50,5	- 3	50,5	1,308	1,092	0,216	0,9	0,194
e E	2,7	12,6	0,94	0,35	15°	36	256	1,6	52,4	50,8								
F'f'	0,4	12,6	0,78	0,35	15°	35	239	0,2	50,2	50	50,1	- 5	50,1			0,224	0,4	0,090
f'e'	0,9	12,6	0,78	0,35	15°	35	239	0,5	50,7	50,2	50,4	- 3	50,4	1,308	1,092	0,216	0,9	0,194
e'E	3,5	12,6	0,78	0,35	15°	36	239	1,8	52,5	50,7								
E d	2	12,6	1,41	0,35	15°	37	495	0,9	53,3	52,4								
d D	1	12,6	1,41	0,35	15°	38	495	0,5	53,8	53,3	53,5	-2,5	53,5	1,305	1,082	0,223	1	0,223
A a	2,60	12,6	1,26	1	15°	20	495	1,7	-5	-3,3								
a b	0,9	12,6	1,26	1	15°	18	495	0,5	-3,3	-2,8	-3							
b c	1	12,6	1,26	1	15°	17	495	0,6	-2,8	-2,2	-2,5							
c C	1,75	12,6	1,26	1	15°	17	495	1	-2,2	-1,2	-1,7	-1,7	27,3	1,301	1,176	0,125	1,45	0,181

$$\Delta t = \frac{\pi k\ D\ L\ (1 - n)\ (t - tz)}{G \times 0,2375}$$

température moyenne de la batterie $\frac{-1,2 + 53,8}{2} = 27,3$

On se limitera au calcul des tronçons 1 à 4 du circuit le plus défavorisé.

Les hypothèses sont les suivnntes :

Gaines en tôle de bonne construction calorifugées à 70 %, k = 5 k cal/m^2 h °C.

Température de l'air à la sortie de la bouche la plus éloignée 40°C.

Température à l'intérieur des locaux 15 °C.

Les débits calorifiques des différentes bouches et par suite de chaque tronçon sont données au schéma.

La hauteur manométrique du ventilateur est de 15 mm CE

La résistance de la chaudière est de 1,5 mm CE

On fera le calcul des diamètres en supportant toute la gaine à 40°C.

On vérifiera ensuite en calculant le refroidissement dans la gaine que cette hypothèse est raisonnable.

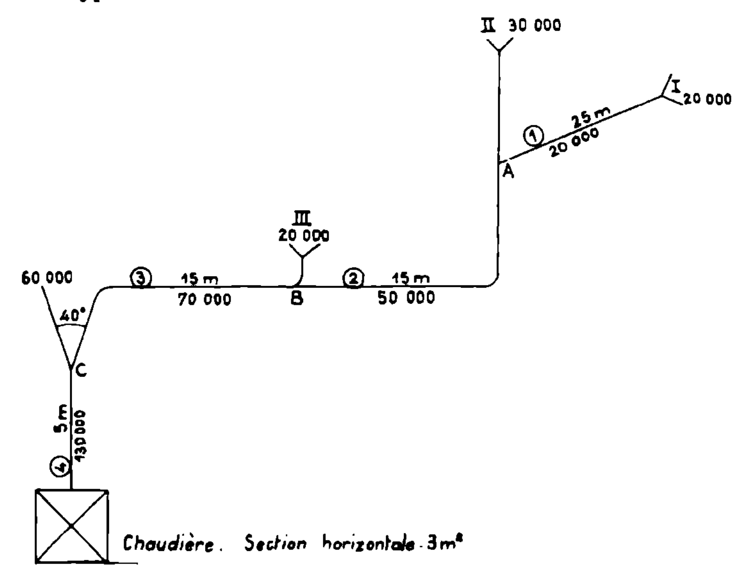


Fig. X-4

Solution -

Pression disponible à la sortie de la chaudière : 13, 5 mm CE.

On admet une part de 60 % pour les résistances particulières.

(On prend 60 % au lieu de 90 % dans l'exemple précédent car les canalisations sont longues, et il y a peu d'accidents de parcours).

TABLEAU A

Tronçon	$\frac{te+ta}{2}$	G	$Vm^3/_s$	d	R/m	L	R	Désignation des résistances particulières	ξ	v	Z
1	40		1,06	450	0,10	25	2,5	Bouche Rapport de la section libre à la section totale 0,5 Section libre = section du canal	1,5		
								Branchement α = 60°	0,4		
									1,9	6,8	6
2	40		2,54	600	0,12	15	1,8	Coude arrondi à 90° $\frac{R}{d}$ = 1,5	0,1	9	0,5
3	40		3,80	800	0,067	15	1	Coude arrondi à 90° $\frac{R}{d}$ = 1,5 Branchement α = 20°	0,1 0,1		
									0,2	7,6	0,7
4	40		6,85	1100	0,037	5	0,18	Un rétrécissement brusque arrêtes vives			
								$\frac{S_2}{S_1} = \frac{1,26}{3} = 0,4$	0,3	7,2	0,9
								Chaudière			1,5
Σ LR à 15°							5,48				9,6
Σ LR à 40° = 5,48 x $\frac{288}{313}$ =							5,06				
Pression disponible 15 mm CE											
Pression absorbée 5,06 + 9,6 = 14,66 mm CE											
Réglage supplémentaire du registre								15 - 14,66 = 0,34 mm CE			

Circuit D A B C							0,0165				0,505
Pression absorbée 0,523 mm CE											
On admettra donc pour le circuit D A B C une pression de 0,523 mm CE et pour les circuits E F et E F' 0,688 - 0,523 = 0,165 mm CE. Cette modification ne risquera pas de nuire à l'équilibrage des dérivations car elle est très faible. Sinon, il faudrait recommencer les calculs.											
Circuit E F pression disponible 0,165 mm CE											
E F	50	256	0,066	300	0,0037	4,00	0,0148	Bouche { Rapport de la section libre à la section totale 0,3			
				à 50°	0,0148 x	288 = 324	0,0132	{ Section libre = section du canal x 1,5	1		
								Coude à 90° arrondi $\frac{R}{d}$ = 1,5	0,1		
								Coude à 60° arrondi $\frac{R}{d}$ = 1,5	0,07		
								Culotte angle 30°	0,05		
Pression absorbée 0,0132 + 0,065 = 0,079 mm CE									1,22	0,94	0,065
Réglage supplémentaire du Registre 0,165 - 0,079 = 0,086 mm CE											
Circuit E F' Pression disponible 0,165 mm CE											
E F'	50	239	0,061 à 50°	250 0,039	0,0081 x $\frac{288}{324}$	4,80 =	0,039 0,035	Bouche identique à F'	1	1,25	
								Coude à 90° arrondi $\frac{R}{d}$ = 1,5	0,1		
								Culotte angle 30°	0,05		
									1,15	1,25	0,09
Pression absorbée 0,09 + 0,035 = 0,125 mm CE											
Réglage supplémentaire du Registre 0,165 - 0,125 = 0,040 mm CE											

Soit 8 mm CE pour les résistances locales.

Calcul des modules 1, 2, 3, 4.

Bouche	1, 5
Branchement 60°	0, 4
Coude arrondi à 90° $\frac{R}{d} = 1,5$	0, 1
Coude arrondi à 90° $\frac{R}{d} = 1,5$	0, 1
Branchement à 20°	0, 1
Rétrécissement brusque	0, 3
	2, 5.

D'après le tableau XXIV bis, on voit que pour une résistance de 8 mm et un module de 2, 5, il faut une vitesse de l'ordre de 7, 5 m/s.

Connaissant la vitesse et ayant calculé le débit

$$V_{m^3/H} = \frac{Q\ kcal/H\ (1 + at_s)}{0{,}307\ (t_s - t_i)}$$

avec ts = 40°C et ti = 15°C) on en déduit d, en cherchant dans le tableau XXIV (cf exemple précédent) d'où a et b d'après le tableau XXIV quater.

Portion	Vm^3/H	vm^3/s	v	d	a, b, s
1	3. 800	1, 06	7, 5	450	350 x 600 = 0, 210 m^2
2	9. 500	2, 54	7,5	600	500 x 700 = 0, 350 m^2
3	13. 300	3, 80	7, 5	800	700 x 1000 = 0, 700 m^2
4	24. 700	6, 85	7,5	1100	900 x 1400 = 1, 26 m^2

On détermine ensuite les résistances cf tableau A.

On calcule la valeur exacte de la vitesse pour chaque tronçon car on a arrondi la valeur du diamètre pour avoir un diamètre normalisé et il y a lieu de recalculer la vitesse qui joue un grand rôle dans le calcul des résistances.

Dans le cas présent, il est important de faire la correction relative aux résistances par frottement, car elles ont une part plus importante que dans l'exemple précédent.

Calculons le refroidissement de l'air dans la gaine.

On a : $$\Delta t = \frac{Lk \times 2\ (a + b) \times 0{,}30\ (t - 15)}{G \times 0{,}2375}$$

Ici k = 5

Nous n'avons donc un refroidissement que de 3°C.

L'incidence en est donc très faible sur le calcul des résistances.

TABLEAU A

Tronçon	$\frac{te+ta}{2}$	G	$Xm^3/_s$	d	R/m	L	R	Désignation des résistances particulières	ξ	v	Z
Circuit D A B C pression disponible								0,514 mm			
A C	- 3	495	0,107	400	0,0021	6,25	0,0131	Grillage Rapport de la section libre à la section totale 0,5 Section libre = Section du canal x 1,5	0,5	0,84	
								Coude brusque à 90°	1,5		
								Coude à 90° arrondi $\frac{R}{d} = 1$	0,15		
								Elargissement brusque			
								$\frac{S_1}{S_2} = \frac{\pi \times 0,2^2}{0,9 \times 1} = 0,125$			
								$(0,825)^2 =$	0,68		
			à	-3°	0,0131	x $\frac{288}{270}$	0,0140		2,83	0,84	0,09
C D	27	495	0,117	0,9x1				Coude à 90° brusque	1,5	0,13	
								Batterie			0,40
D E	53	495	0,129	450	0,0017	3,00	0,0051	Contraction brusque $\frac{S_2}{S_1} = \frac{\pi \times 0,225^2}{0,9 \times 1} = 0,20$	0,35		
			à 53°		0,0051x	$\frac{288}{326}$	0,0045	1 coude à 90° arrondi $\frac{R}{d} = 1,5$	0,1		
									0,45	0,80	0,015

Le calcul des résistances est donc parfaitement justifié avec l'hypothèse faite précédemment. L'air devra sortir de la chaudière à 43°C pour arriver à la bouche à 40°C.

Tronçon	2k x0, 3 / 0, 2375	L	a+b	t -15	G	Δ t	te	ta
1	12, 6	25	0, 95	25	4 300	1°7	41, 7	40
2	12, 6	15	1, 2	26	10 700	0°6	42, 3	41, 7
3	12, 6	15	1, 7	27	15 100	0°6	42, 9	42, 3
4	12, 6	5	2, 3	28	28 000	0°2	43, 1	42, 9

Reprise d'air

L'hygiène exige un renouvellement horaire de l'air de 1 ou 2 fois le cube des locaux pour les petits locaux et souvent inférieur pour les ateliers. Mais souvent le chauffage par air chaud nécessite des débits horaires d'air plus importants. Si on prend tout cet air à l'extérieur, il faut le réchauffer de - 5° à 55°. Si on reprend une partie de cet air à l'intérieur des locaux chauffés, il ne faudra réchauffer l'air de reprise que de 18° à 55°.

D'où une grosse économie d'exploitation.

CAS DE L'AIR EN CIRCULATION NATURELLE -

Reprenons l'exemple donné.

Le volume des locaux était de 80 m^3, or, il fallait souffler # 480 m^3/H soit 6 fois le volume des locaux. Il eut donc été plus intéressant de prendre les deux tiers de l'air en reprise et le tiers en air neuf. On aurait eu le schéma suivant :

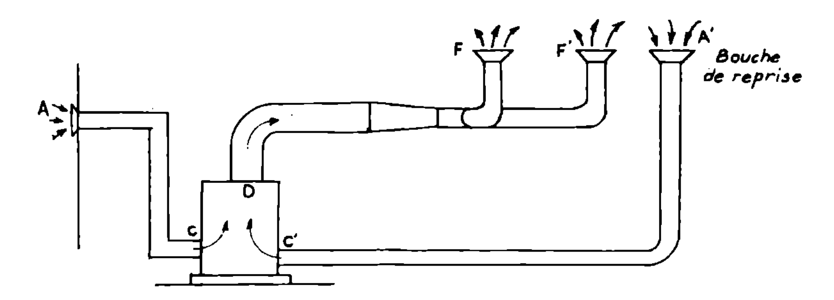


Fig. X-5

On aurait mené le calcul des diamètres de la gaine de reprise de la manière suivante.

Calcul de la charge pour le circuit A' C' D F.

On en déduit les pertes de charge D F, il reste la charge à équilibrer par les pertes de charge dans le circuit A' C'.

La reprise permet un réglage : durant les demi-saisons, on diminue l'air de reprise par la fermeture progressive d'un registre. On garde ainsi un renouvellement horaire de l'air des locaux suffisant. Ce réglage peut même être rendu automatique.

CAS DE L'AIR PULSE -

En général, les gaines de reprise seront beaucoup plus longues que la gaine de prise d'air neuf. Si bien que souvent on prend un deuxième ventilateur pour l'air de reprise.

La hauteur manométrique de ce deuxième ventilateur sera entièrement absorbé par les pertes de charge dans la gaine de reprise.

CHAPITRE XI

DISTRIBUTION D'EAU CHAUDE

Débits instantanés

Désignation de l'appareil	Débit minimum de base L/mm
Lavabo collectif	3
Lavabo individuel - Bidet	6
Evier, timbres d'offices	12
Douche	15
Baignoire	20

Dans une canalisation conduisant à un seul appareil, on admettra le débit ci-dessus.

Dans une canalisation conduisant à plusieurs appareils, le débit ne sera égal à la somme des débits de chaque appareil que si tous ces appareils sont suceptibles de fonctionner en même temps, ce qui n'est pas le cas général.

On définira donc un coefficient de simultaneité qui sera égal au quotient de la somme des débits nécessaires pour chaque appareil fonctionnant seul par le débit réellement admis pour la canalisation ce coefficient sera donc inférieur à 1 (ou égal à 1 si tous les appareils sont susceptibles de fonctionner en même temps.)

Dans un appartement où il n'y a que deux ou trois postes, on peut admettre que chaque poste ne fonctionnera que lorsque les autres seront fermés. Le coefficient de simultanéité sera donc de l'ordre de 0, 5 ou 0, 3.

Pression résiduelle -

Pour que l'eau puisse sortir des robinets avec une certaine vigueur, on veillera à ce qu'il reste une pression résiduelle de 2 mètres d'eau, soit 2 000 mm CE.

Pour une bouche d'incendie, on devrait évidemment avoir une pression résiduelle beaucoup plus grande, si possible. Si l'on applique l'équation de Bernoulli entre le point A juste situé à l'intérieur du robinet et le point A' juste situé à l'extérieur du robinet, on voit que cette pression résiduelle se transforme en vitesse dès la sortie du robinet.

En effet $Z_A = Z_{A'}$

D'où $P_A - P_{A'} = \frac{\varpi}{2g}(V_{A'}^2 - V_A^2)$ = pression résiduelle # 2.000 mm CE

Température de l'eau aux divers postes

Eviers, timbres d'office	65°C - 70°C
Lavabos	40°C
Baignoire (température du corps humain)	37°C
Douches	32°C

Or, l'eau chaude est produite et stockée à 70°C en général. (Sauf pour les appareils à production instantanée dans lesquels l'utilisateur peut régler lui-même la température et le débit de l'eau produite).

Pour les appareils à accumulation, il faudra donc ramener la température de 70°C à 40°C, 37°C ou 32°C.

Il y a trois moyens :

1°) 2 robinets (eau chaude, eau froide) manœuvrés à main dans les cuvettes.

2°) Un mitigeur ou mélangeur individuel pour chaque appareil.

3°) Un mitigeur ou mélangeur automatique (thermostatique) à la sortie de l'appareil producteur d'eau chaude qui débite de l'eau à 40°C pour les lavabos et baignoires et un mitigeur individuel pour chaque douche qui permet de ramener l'eau de 40°C à 32°C.

Nous renvoyons le lecteur au guide du monteur pour la description de ces appareils.

Remarque I - Pour produire de l'eau à une température voisine de 70° dans un appareil à accumulation, on peut se servir d'une vanne à commande thermostatique (fig. 1), si l'eau dépasse 70°C. P agit sur R

ou par l'intermédiaire de T ferme un peu la vanne R_1 commandant l'arrivée du fluide chauffant.

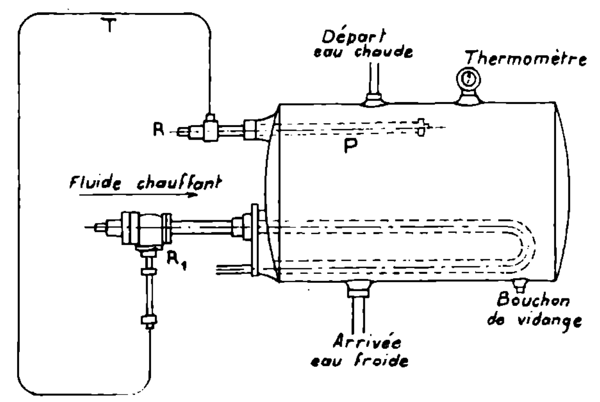


Fig. XI-1

On mènera donc le calcul du ballon en calculant l'échangeur pour le débit maximum pouvant être soutiré.

Remarque II - Pour desservir à la fois cuisines, offices et appareils sanitaires à partir d'un ballon, on peut procéder au montage schématisé sur la figure 2.

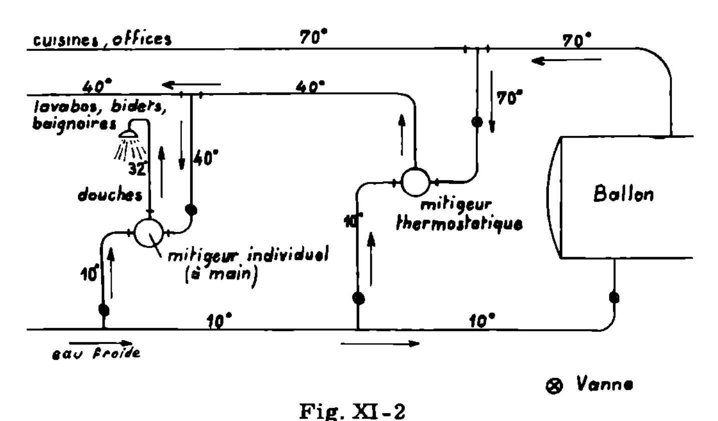


Fig. XI-2

MODES DE DISTRIBUTION -

Il existe deux modes de distribution :

a) sans circulation (fig. 3a)
b) avec circulation (fig. 3b)

L'eau chaude circule alors dans la boucle d'une façon continuelle,

soit par thermosiphon, soit grâce à l'adjonction d'une pompe de circulation (la canalisation retour est de diamètre plus faible que la canalisation aller).

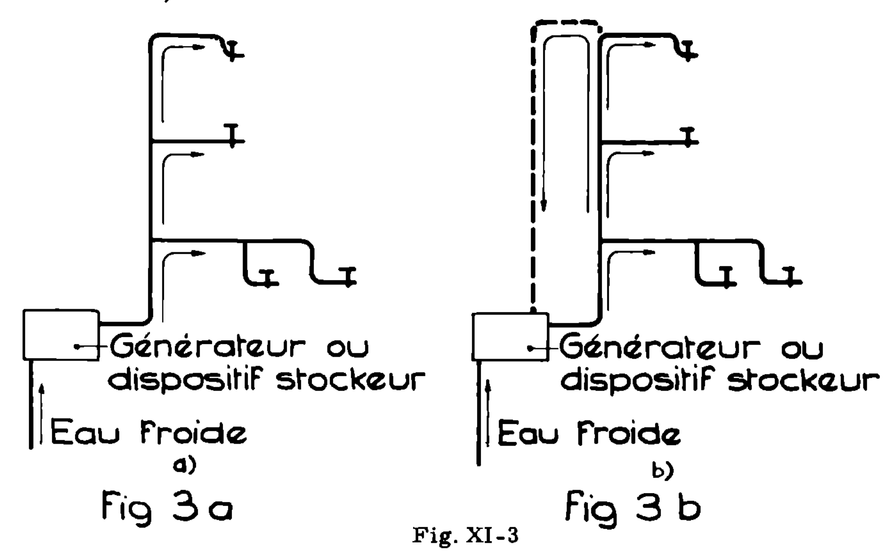


Fig. XI-3

Inconvénient de la distribution sans circulation :
Il faut soutirer l'eau refroidie restant dans la tuyauterie avant d'obtenir de l'eau chaude.

Inconvénients de la distribution avec circulation :
- prix de revient élevé de l'installation
- pertes calorifiques importantes à cause de cette circulation continuelle, à moins d'un calorifugeage très sérieux qui augmente encore le prix de l'installation.

En pratique, on utilisera surtout la distribution sans circulation à moins que les canalisations de distribution soient très longues, et qu'il soit rentable d'augmenter les frais d'installation, compte tenu de l'eau économisée.

Calcul des diamètres

A) DISTRIBUTION SANS CIRCULATION -

On connait les débits instantanés.

a) On se fixe la vitesse entre 0, 3 m/s et 1, 5 m/s.(Si la vitesse est inférieure à 0, 3 m/s, on risque des dépôts de tartre, si elle est supérieure à 1, 5 m/s, on aura des bruits et coups de bélier désagréables, en sous-sol, on peut aller jusqu'à 2 m/s).

On en déduit les diamètres tableau XXII et les pertes de charges tableaux XXII bis et XXII ter ou abaque 2.

On ajoute aux pertes de charge 2 000 mm CE charge résiduelle à réserver à la sortie du robinet.

On obtient ainsi la pression à la sortie du détendeur, si on est alimenté par l'eau de ville ou la hauteur manométrique de la pompe. (On commence par le circuit le plus défavorisé).
(Cf exemple)

β) On se fixe la pression à la sortie du détendeur (ou la hauteur manométrique).
On retire les 2 m CE résiduels, on en déduit la charge disponible.
On considère le circuit le plus défavorisé.
On se donne un pourcentage des résistances par frottement ce qui nous donne une résistance moyenne par mètre et de l'abaque 2 on déduit diamètres et pertes de charges ; on modifie certains tronçons si celà est nécessaire.

Pour les canalisations traversant des locaux d'habitation, on veillera à ce que la vitesse soit néanmoins inférieure à 1,5 m/s. Dans tous les cas, on veillera à ce que la vitesse soit supérieure à 0,3 m/s.

B) DISTRIBUTION AVEC CIRCULATION -

α) Calcul des diamètres des tuyauteries desservant les appareils.
Strictement analogue au A.

β) Calcul du diamètre de la canalisation de retour
On se fixe le débit.

I) On marche en thermosiphon, calcul analogue au cas B du chauffage à eau chaude.

II) On prévoit une pompe ou un accélérateur, calcul analogue au cas A traité précédemment.

Exemple de calcul d'une installation de douches

Soit l'installation de douches dont le schéma est donné fig. 4.
Ces douches servent pour une collectivité, et on admet en moyenne 10 passages à l'heure, chaque occupant utilisant en moyenne 45 litres d'eau chaude.
On enverra l'eau aux douches à 32°C. Il n'y aura pas de mitigeage individuel. L'eau sortira d'un mitigeur thermostatique. On vérifiera que les chutes de température entre le mitigeur et les douches sont minimes et que le calorifugeage est superflu.

L'eau chaude arrivera au mitigeur à 70°C et l'eau froide à 10°C.

L'eau chaude sera stockée à 70°C. On prévoira un stockage d'eau chaude correspondant à une heure de marche.

L'eau sera chauffée et stockée dans un ballon.

Les calories nécessaires seront fournies par la condensation de vapeur basse pression dans un échangeur à l'intérieur du ballon.

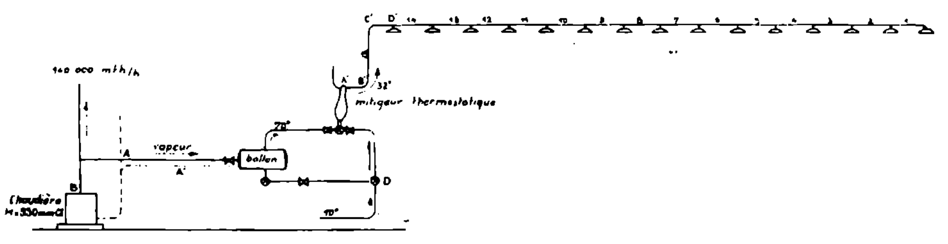


Fig. XI-4

On calculera :

1°) Les diamètres du circuit de la douche N°1 (la plus éloignée) et la pression restant à la sortie du détendeur D. (On cherchera à avoir une vitesse proche de 1, 5 m/s).

2°) Le volume du ballon.

3°) La surface de l'échangeur.

4°) Les diamètres des tronçons A et B du circuit de vapeur, la pression effective de la chaudière étant de 350 mm CE ainsi que le diamètre du tronçon A' retour sec d'eau condensée.

La chaudière fournit également de la vapeur nécessaire au chauffage soit 140 000 k cal/h.

On prendra :

- module de résistance d'une pomme de douche avec vanne à double réglage — 9
- module de résistance de l'échangeur du ballon avec vanne à double réglage — 9
- perte de charge entre D et A' pour l'un et l'autre circuit — 200 mm CE
- température des locaux — 20°C
- coefficient de simultaneité — 1
- distribution sans circulation

SOLUTION -

Détermination des diamètres -

Le débit de base pour une douche est de 15 L/mm. Un passage dure 6 mn et l'on compte 45 L. pour un passage.

Le coefficient de simultaneité est donné égal à 1 car toutes les

les douches peuvent fonctionner en même temps mais en moyenne, elles ne fonctionneront que la moitié du temps.

On mènera donc le calcul en supposant toutes les douches fonctionnant en même temps et on prendra la vitesse maximum admise, soit 1, 50 m/s. En effet, en général, la vitesse sera moindre car toutes les douches ne fonctionnent pas en même temps.

On connait le débit, on veut une vitesse de l'ordre de 1, 50 m/s.

On cherchera donc dans le tableau XXII le diamètre correspondant et on aura ainsi la résistance par mètre (les vitesses 1,50 m/s se trouvent en gros dans une diagonale dans le tableau XXII).

Les calculs sont disposés dans le tableau A.

On en déduit la pression restant à la sortie du détenteur,

soit : **6 m CE**

Calcul du volume de l'eau en réserve à 70°C dans le ballon réchauffeur.

15 douches
10 passages à l'heure
45 litres par douche et par passage
Coefficient de simultaneité égal à 1
D'où volume d'eau à 32°C dépensé en une heure :

$$45 \times 10 \times 15 = 6\ 750 \text{ L/H}$$

D'où le volume d'eau à 70°C dépensé en une heure :

$$6\ 750 \times \frac{32 - 10}{70 - 10} = 2\ 480 \text{ L/H}$$

On aura donc :

Capacité réservoir du ballon : **2 480 L.**
Correspondant à une réserve de 1 h.

Calcul de l'échangeur du ballon et de la conduite d'amenée de vapeur.

Un réchauffeur à vapeur communique à l'eau du réservoir à 70°C, 18 000 k cal/m^2h (m^2 de surface de chauffe) (cf chapitre OII).
Or, l'eau arrive au ballon à 10°C, elle en ressort à 70°.
Il y a 2 480 L. de consommés en une heure.
Il faut donc fournir à l'eau :

$$2\ 480 \times (70 - 10) = 14\ 900 \text{ k cal/h, soit } 15\ 000 \text{ k cal/h.}$$

Il faut donc une surface de chauffe de :

$$\frac{1 \text{ m}^2 \times 15\ 000}{18\ 000} = 0,83 \text{ m}^2$$

Surface de chauffe de l'échangeur : 0, 83 m^2.

Pression absorbée entre D et la bouche 1	2 561
	1 218
	200
	3 979 mm CE
Pression résiduelle à la sortie de la douche :	2 000 mm CE
Pression que doit avoir l'eau en D	6 000 mm CE
	= 6 m CE

Réglage supplémentaire de la vanne de la douche 1 :
6 000 - 5 979 = 21 mm CE

Le détendeur réduira donc la pression de la pression de la ville à 6 m CE.

Lorsque toutes les douches ne fonctionneront pas, les débits et vitesses seront moindres, les pertes de charges diminueront donc et la pression résiduelle à la sortie de la douche sera plus grande.

TABLEAU A

Tronçon.	Q l/mm	Q l / H	d	l	R mm /m	R x l	v	$\Sigma\xi$	Z
1	15	900	15	1,50	200	300	1,40	12	1170
2	30	1 800	26	1,50	40	60	0,98	1	48
3	45	2 700	26	1,50	85	127	1,42	1	101
4	60	3 600	33	1,50	49	74	1,20	1	72
5	75	4 500	33	1,50	66	99	1,48	1	109
6	90	5 400	40	1,50	35	52	1,30	1	84
7	105	6 300	42,5	1,50	36	54	1,40	1	98
8	120	7 200	42,5	1,50	45	68	1,50	1	112
9	135	8 100	46	1,50	40	60	1,48	1	109
10	150	9 000	49	1,50	36	54	1,45	1	104
11	165	9 900	50	1,50	36	54	1,48	1	109
12	180	10 800	51	1,50	37	55	1,50	1	112
13	195	11 700	54	1,50	37	55	1,50	1	112
14	210	12 600	57,5	1,50	36	54	1,48	1	109
15	225	13 500	57,5	4,50	41	62	1,50	3	112
						1218			2561

Si l'usager la trouve exagérée (jets d'eau trop cinglants) il la réduira en fermant partiellement la vanne d'ouverture de la douche.

TABLEAU A

Tronçon	Détermination des modules $\sum\xi$	
1	Pomme de douche et vanne à double réglage	9
	1 coude droit de 15	2
	1 té de passage	1
		$\sum\xi$ = 12
2	1 té de passage	$\sum\xi$ = 1
3	1 té de passage	$\sum\xi$ = 1
4	1 té de passage	$\sum\xi$ = 1
5	1 té de passage	$\sum\xi$ = 1
6	1 té de passage	$\sum\xi$ = 1
7	1 té de passage	$\sum\xi$ = 1
8	1 té de passage	$\sum\xi$ = 1
9	1 té de passage	$\sum\xi$ = 1
10	1 té de passage	$\sum\xi$ = 1
11	1 té de passage	$\sum\xi$ = 1
12	1 té de passage	$\sum\xi$ = 1
13	1 té de passage	$\sum\xi$ = 1
14	1 té de passage	$\sum\xi$ = 1
15	2 coudes arrondis de 57	1
	2 coudes droits de 57	2
		$\sum\xi$ = 3

Détermination de la conduite d'arrivée de vapeur.

Les pertes de charge dans le tronçon B seront très faibles.

Car on doit avoir : $R \leqslant 6$ mm/m

$v \leqslant 12$ m/s

On disposera donc de 350 mm CE pour le tronçon A.

En admettant 50 % pour les résistances particulières qui sont ici assez importantes 175 mm CE pour 6 m de tuyauteries, soit :

$$\frac{175}{6} \neq 30 \text{ mm CE}$$

On a, d'autre part : Q = 15 000 k cal/h

On choisira donc d = 26 ; v = 22, 5 m/s ; R = 21,5 mm/m (tableau XXVI).

- Calcul de $\Sigma\xi$ 1 té en dérivation 1, 5
1 échangeur (avec vanne à double réglage) 9
$\Sigma\xi$ = 10, 5

Soit, pour le tronçon A :
Résistances par frottement 21, 5 x 6 = 129 mm CE
Résistances locales (V = 22, 5 m/s $\Sigma\xi$ = 10, 5) (tableau XXVI bis) 142 mm CE
271 mm CE

Pour le tronçon B, pour avoir :
$v < 12$ m/s avec Q = 125 000 k cal/h

On choisiera donc : d = 102 mm ; R = 1, 25 mm/m ; v = 12 m/s

- Calcul de $\Sigma\xi$ 1 chaudière 2, 5

Soit pour le tronçon B :
Résistances par frottement 1;25 x 1, 5 2 mm CE
Résistances locales (v = 12 m/s $\Sigma\xi$ = 2, 5) 12 mm CE
14 mmCE

Soit pour le circuit de l'échangeur : 285 mm CE
Réglage supplémentaire de la vanne de l'échangeur :

350 - 285 = 65 mm CE

Avec :

Diamètres		
Diamètres	A	26 mm
	B	102 mm

(Ici nous n'avons pas fait de tableaux car nous n'avions que deux tronçons).

Diamètre retour de l'échangeur :
Pour 15 000 k cal/h et retour sec (Cf Figure)

d = 20 mm

Calcul du refroidissement entre le point A' (ou l'eau sort à 32°C) et la douche la plus éloignée.

Ce calcul est beaucoup trop précis vues les faibles pertes.

On pouvait d'ailleurs le prévoir étant donné la vitesse de circulation assez grande. Nous l'avons donné néanmoins à titre d'exemple.

En pratique, il aurait fallu opérer ainsi :

Le tronçon moyen est le tronçon 7.

On suppose toute la tuyauterie de diamètre 42, 5, véhiculant un débit de 6 300 L/h.

Longueur totale : 25, 5.

On en déduit : $\Delta t = \frac{1,4 \times 25,5 \times 12}{6\ 300} = 0,07$

D'où la température finale : 31, 93 °C.

De toute façon, il est inutile de prévoir un mitigeage individuel puisque l'eau arrivera à la même température à toutes les douches à 0, 1° près.

Calorifuger la tuyauterie de distribution serait inutile.

Remarque - Nous avons mené le calcul dans le cas le plus favorable.

Tronçon	L	fk	1-n	te	ti	Q	δ	ta
15	4, 50	2	1	32	20	13 500	0, 01	31, 99
14	1, 50	2	1	31, 99	20	12 600	0, 005	31, 985
13	1, 50	1, 8	1	31, 985	20	11 700	0, 005	31, 98
12	1, 50	1, 75	1	31, 98	20	10 800	0, 005	31, 975
11	1, 50	1, 7	1	31, 975	20	9 900	0, 005	31, 970
10	1, 50	1, 65	1	31, 970	20	9 000	0, 005	31, 965
9	1, 50	1, 55	1	31, 965	20	8 100	0, 005	31, 960
8	1, 50	1, 40	1	31, 960	20	7 200	0, 005	31, 955
7	1, 50	1, 40	1	31, 955	20	6 300	0, 005	31, 950
6	1, 50	1, 30	1	31, 950	20	5 400	0, 005	31, 945
5	1, 50	1, 15	1	31, 945	20	4 500	0, 005	31, 940
4	1, 50	1, 15	1	31, 940	20	3 600	0, 005	31, 935
3	1, 50	1, 05	1	31, 935	20	2 700	0, 005	31, 930
2	1, 50	1, 05	1	31, 930	20	1 800	0, 01	31, 920
1	1, 50	0, 68	1	31, 920	20	900	0, 01	31, 910

En faisant l'hypothèse du diamètre moyen véhiculant 900 L/h,

On déduit : $\Delta t = \frac{1,4 \times 25,5 \times 12}{900} = 0,5\,°C$

La température de l'eau à la douche 1 serait donc 31, 5 °C, ce qui est très acceptable.

CHAPITRE XII

RÉFLEXIONS SUR LES CALCULS DE DIAMÈTRES

Nous avons rencontré 7 cas différents de calcul de diamètres.

- 3 pour le chauffage à eau chaude, en thermosiphon.
- 2 pour le chauffage à air chaud.
- 1 pour le chauffage à vapeur basse pression.
- 1 pour la distribution d'eau chaude.

Il est bien évident que si le lecteur cherche à retenir de mémoire ces différents cas, il n'oboutira qu'à une indescriptible confusion.

Il faut, au contraire, comprendre que ces différents cas sont basés sur le même principe.

Equilibrer la charge motrice - (dûe soit aux différences de densité dans les colonnes montantes et descendantes, soit à la pression dans la chaudière, soit à la hauteur manométrique de la pompe ou du ventilateur).

Et la charge résistante - (appelée aussi perte de charge) (dûe aux résistances par frottement le long de la canalisation et aux résistances locales lors des accidents de parcours).

CHAPITRE XIII

CONDUITS DE FUMÉES

Ils ont double rôle :

1°) Evacuer à l'extérieur les produits irrespirables de la combustion.

2°) Assurer le tirage, c'est-à-dire permettre l'entrée d'air dans le foyer et le passage des gaz de combustion à travers le charbon et à travers les carneaux.

A) Formule élémentaire du tirage

Le schéma fig. 1 représente la chaudière et la cheminée.

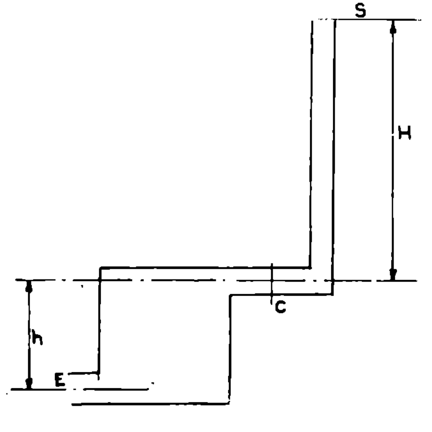


Fig. XIII-1

E symbolise l'entrée de l'air.

C symbolise le carneau.

S symbolise la sortie des fumées.

NOTATIONS -

L'indice i désigne l'intérieur de la chaudière ou du conduit de fumée.

L'indice e désigne l'extérieur, ainsi :

ϖ_{ic} poids spécifique des fumées en C.

ϖ_e poids spécifique de l'air (on ne précise pas en quel point, car il ne dépend pas du point.

P_{ec} pression de l'air au point C

L'indice m désigne la valeur moyenne d'une grandeur variable entre deux points.

Ainsi $\overline{\omega}_{mE}^{C}$ valeur moyenne du poids spécifique des gaz à l'intérieur de la chaudière et du conduit de fumée ebtre E et C.

On appelle tirage $\boxed{d = P_{eC} - P_{iC}}$

d est une différence de deux pressions donc une pression (d est positif) ; à la différence $P_{eE} - P_{eC}$ qui compense la charge dûe à la colonne d'air de hauteur h (très faible d'ailleurs), d représente donc $P_{eE} - P_{iC}$ dépression entre C et E permetta,t l'aspiration de l'air nécessaire à la combustion, qui rencontrera une résistance à travers la chaudière. La charge motrice est dûe à la faible densité des fumées dans la cheminée comme nous allons le voir.

Appliquons la formule (2) de l'écoulement des fluides (formule de Bernoulli dans le cas d'un fluide visqueux).

I) ENTRE E ET C -

On a :
$$J' = Z_E - Z_C + \frac{P_E}{\overline{\omega}_E} - \frac{P_{iC}}{\overline{\omega}_{iC}} + \frac{V_E^2 - V_C^2}{2g}$$
$$(\overline{\omega}_{eE} = \overline{\omega}_{iE} = \overline{\omega}_E)$$
$$(P_{iE} = P_{eE} = P_E)$$
$$Z_E - Z_C = -h$$

On peut poser $\overline{\omega}_E = \overline{\omega}_{iC} = \overline{\omega}_{im\,E}^{\,C}$ (cf notations)

On a donc :
$$\frac{P_E}{\overline{\omega}_E} - \frac{P_{iC}}{\overline{\omega}_{iC}} = \frac{P_E - P_{iC}}{\overline{\omega}_{im\,E}^{\,C}} = \frac{P_E - P_{eC} + P_{eC} - P_{iC}}{\overline{\omega}_{im\,E}^{\,C}}$$

Or $P_{eC} - P_{iC} = d$ par définition

$P_E - P_{eC} = \overline{\omega}_e h$ (poids d'une colonne d'air de h cm de haut. cf statique des fluides, Physique).

D'où
$$\frac{P_E}{\overline{\omega}_E} - \frac{P_{iC}}{\overline{\omega}_{iC}} = \frac{\overline{\omega}_e h + d}{\overline{\omega}_{im\,E}^{\,C}}$$

Or, en posant : $\frac{V_E^2 - V_C^2}{2g} = \frac{\psi - 1}{2g} V_C^2$; $V_E^2 = \psi V_C^2$

(ψ représente le repport des carrés des vitesses entre E et C).

Et
$$J' = \alpha \frac{V^2}{2g} + \beta \frac{L}{d} \frac{V^2}{2g} \quad \text{et} \quad V = k V_C$$

(Cf Chapitre V : Notions sur l'écoulement des fluides).

D'où, finalement, on peut admettre : $J' = \zeta \frac{V_C^2}{2g}$

ζ étant le même pour des circuits semblables.

(même $\frac{L}{d}$ et mêmes accidents de parcours pour le circuit des fumés).

Soit π le débit poids des fumées.

Le débit volume des $\frac{\pi}{\varpi_{iC}} = V_C \times S_c$ d'où $V_C = \frac{\pi}{\varpi_{iC} \times S_c}$

(Débit volume = V x S)

Finalement, en égalant les 2 membres, il vient :

$$V_C^2 \left(\frac{\zeta - \psi + 1}{2g}\right) = h \left(\frac{\varpi_e - \varpi_{im\,E}^{\,C}}{\varpi_{im\,E}^{\,C}}\right) + \frac{d}{\varpi_{im\,E}^{\,C}}$$

Or le terme $h \left(\frac{\varpi_e - \varpi_{im\,E}^{\,C}}{\varpi_{im\,E}^{\,C}}\right)$ est négligeable devant les deux autres (faible hauteur h).

D'où finalement : $\boxed{d = \frac{\varpi_{im\,E}^{\,C}}{\varpi_{iC}^2} \frac{\pi^2}{S_c^2} \left(\frac{\zeta - \psi + 1}{2g}\right)}$ (I)

II) ENTRE C ET S :

Nous avons : $J' + Z_s - Z_C + \frac{P_s}{\varpi_s} - \frac{P_{iC}}{\varpi_{iC}} + \frac{V_s^2 - V_C^2}{2g} = 0$

$$(\varpi_{iS} = \varpi_{eS} = \varpi_S)$$

(Dans des conditions atmosphériques normales).

$$Z_S - Z_C = H$$

$$\frac{P_S}{\varpi_S} - \frac{P_{iC}}{\varpi_{iC}} = \frac{P_S - P_{iC}}{\varpi_{im\,C}^{\,S}} = \frac{P_S - P_{eC} + P_{eC} - P_{iC}}{\varpi_{im\,C}^{\,S}}$$

Or $P_S - P_{eC} = -\varpi_e H$ (cf statique des fluides).

Et $P_{eC} - P_{iC} = d$

D'où
$$\frac{P_S}{\varpi_S} - \frac{P_{iC}}{\varpi_{iC}} = \frac{-\varpi_e H + d}{\varpi_{im\,C}^{\,S}}$$

$\frac{V_S^2 - V_C^2}{2g}$ est négligeable.

La section étant constante, les vitesses ne seront différentes que du fait de la différence du poids spécifique (refroidissement.) J' est négligeable parce que les modules des résistances sont faibles ainsi que la résistance par frottement.

Il reste finalement : $H + \frac{d - \varpi_e H}{\varpi_{im\,C}^{\,S}} = 0$

C'est-à-dire : $\boxed{d = H (\varpi_e - \varpi_{im\,C}^{\,S})}$ (II)

La formule II peut être considérée comme la

Formule Elémentaire du Tirage

Elle donne la valeur du tirage en fonction de la hauteur de la cheminée, de la température des fumées ($\varpi_{im\,C}^{\,S}$), et de la température extérieure (ϖ_e).

III) CES DEUX FORMULES NOUS EXPLIQUENT ASSEZ BIEN LE PHENOMENE DU TIRAGE -

La charge motrice $d = H\ (\varpi_e - \varpi_{im\frac{S}{C}})$ est dûe aux gaz chauds qui s'élèvent dans la cheminée (d est une pression).

La "charge résistante" $d = \frac{\varpi_{im\frac{C}{E}}}{\varpi_{iC}^2} \times \frac{\pi^2}{S_C^2} \times \frac{\zeta - \psi + 1}{2\ g}$

dûe surtout aux pertes de charge dans la chaudière(ζ)
et un peu à l'augmentation d'énergie cinétique($1-\psi$).

Lorsque la cheminée fonctionne en régime établi permanent, la charge motrice est égale à la charge résistante, et l'on a :

$$H\ (\varpi_e - \varpi_{im\frac{S}{C}}) = \frac{\varpi_{im\frac{C}{E}}}{\varpi_{iC}^2} \times \frac{\pi^2}{S_C^2} \times \frac{(\zeta - \psi + 1)}{2\ g}$$

Or $\varpi_{im\frac{C}{E}}$, ω_{iC}, $\varpi_{im\frac{S}{C}}$, ϖ_e sont à peu près les mêmes dans toutes les cheminées car les températures de l'air et des fumées à l'extérieur, en E, en C et en S sont à peu près les mêmes à quelques 10 ou 20 degrés près. De même ζ et ψ sont à peu près les mêmes pour les différentes chaudières.

Il reste donc : $S = \frac{\pi}{k\ \sqrt{H}}$ k est une constante.

Mais π (débit poids des fumées) est proportionnel au nombre de kilos de charbon brûlé donc à la puissance calorifique de la chaudière.

Il reste donc : $S = \frac{Q}{k'\ \sqrt{H}}$

$$\boxed{\frac{S}{m^2} = \frac{Q}{300\ 000\ \sqrt{H}}}$$

Or k' = 300 000, avec minimum de 0, 04 m^2,

Si : H est exprimé en m.
Q est exprimé en k cal/h.
S est alors en m^2.

C'est cette formule qui donne la surface de la cheminée.

B) Conséquences pratiques de la formule élémentaire du tirage

$$d = H\ (\varpi_e - \varpi_{im\frac{S}{C}})$$

B - I) POUR OBTENIR UN BON TIRAGE UNE CHEMINEE DOIT DONC SATISFAIRE AUX CONDITIONS SUIVANTES :

1°) Construite en matériaux peu conducteurs de la chaleur et être bien étanche. En effet, ces deux conditions lui permettront de rester chaude (faibles déperditions et pas d'entrées d'air froid qui pourraient même entrainer des refoulements ou des infiltrations dangeureuses dans les pièces traversées.)

En effet, pour un bon tirage, il faut $\varpi_{im}{}_C^S$ (température moyenne dans la cheminée) faible donc une température assez élevée des gaz dans la cheminée de l'ordre de 200°C - 250°C.

Pour avoir un bon rendement, il y a intérêt à avoir des fumées à la température la plus basse possible (on arrive à 200°C - 250°C) mais ensuite pour avoir un bon tirage on a intérêt à garder la température des fumées la plus proche possible de cette température jusqu'au sommet de la cheminée.

2°) Ne pas être obstruée, ni comporter de coudes trop brusques ou de changements de direction faisant un angle supérieur à 30° sur la verticale. En effet, dans les deux cas (obstruction dûe à la suite - coudes brusques) il y aurait en déduction du terme

$$H\,(\varpi_e - \varpi_{im}{}_C^S)$$

des résistances locales que nous avons considérées comme négligeables dans l'établissement de la formule élémentaire du tirage. Le débouché du conduit doit être accessible pour le ramonage.

3°) Avoir une section suffisante et constante sur toute la hauteur. Question développée dans le A.

4°) Déboucher convenablement (à 1 m. au-dessus des toits voisins). Si cette condition n'est pas réalisée, il peut y avoir une surpression σ en S et une dépression δ en E lorsqu'il souffle un vent d'une orientation défavorable (Cas de la figure 2).

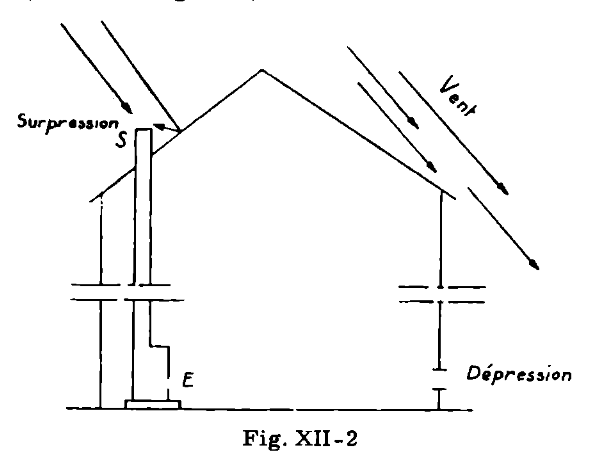


Fig. XII-2

Ces termes apparaitraient dans l'application de la formule de Bernoulli et conduiraient à la formule :

$$d = H\,(\varpi_e - \varpi_{im}{}_C^S) - (\sigma + \delta)$$

Le tirage serait donc diminué d'autant et pourrait même devenir négatif en quel cas il y aurait refoulement.

On évite ceci :

α) en faisant déboucher à 1 m. au-dessus des toits voisins.

β) en laissant une entrée d'air de chaque côté de la maison.

γ) On peut même profiter du vent pour créer une dépression en S grâce à un appareil très simple appelé aspirateur statique qui se place au faite de la cheminée.

Aspirateur statique - Coupe -

L'application de la formule de Bernoulli donne alors :

$$d = H\,(\varpi_e - \varpi_{im}\tfrac{S}{C}) + \delta$$

B - III) INFLUENCES CLIMATIQUES SUR LE TIRAGE -

Fig. XIII-3

1°) Pression - Si la pression augmente (par suite des conditions atmosphériques)

ϖ_e et $\varpi_{im}\frac{S}{C}$ donc $\varpi_e - \varpi_{im}\frac{S}{C}$ augmentent, dont d augmente.

2°) Température extérieure - Si te augmente ϖ_e diminue alors que $\varpi_{im}\frac{S}{C}$ reste constant, donc d diminue.

3°) Humidité - Si le temps devient humide ϖ_e diminue (résultat que l'on demande d'admettre sans démonstration) alors que $\varpi_{im}\frac{S}{C}$ reste constant, donc d diminue.

Ceci explique que, par temps assez doux et humides, lorsque la neige tombe, par exemple, le tirage se fasse moins bien que par temps froid et sec.

C) Tirage artificiel ou mécanique

Avec une cheminée de hauteur normale, on n'arrive pas, en tirage naturel, à avoir un tirage d supérieur à 40 mm CE. Si cette dépression d est insuffisante ou si, pour l'obtenir, il faut une trop grande hauteur, on a alors recours au tirage artificiel.

L'application de la formule de Bernoulli donnera alors :

$$d = H\,(\varpi_e - \varpi_{im}\tfrac{S}{C}) + H_1$$

H_1 étant la hauteur manométrique du ventilateur.

On peut placer le ventilateur soit à la sortie de la cheminée, soit, sous la grille de la chaudière.

La formule donnant la section de la cheminée, ne sera plus la même puisque l'expression de d n'est plus la même. On pourra diminuer la section donnée dans le cas du tirage naturel (par application de la formule).

D) Législation des cheminées

Nous renvoyons le lecteur au guide du monteur (pages 350 et suivantes).

Les principales règles à retenir sont les suivantes :

Section minimum : $4\ dm^2$ (20 × 20 ou 18 × 22)

Distances à respecter entre faces intérieures des conduits et bois de charpente ou menuiserie : on doit avoir les distances :

- 16 cm pour les bois de charpente
- 7 cm pour les menuiseries.

CHAPITRE XIV

ESSAIS DES INSTALLATIONS

A) Essais de réception provisoire

ont lieu dès que l'installation est terminée.

BUT -

Vérification de la marche et du réglage central ; contrôler que le matériel a bien été disposé qualitativement et quantitativement conformément au projet ou au cahier des charges.

I) CHAUFFAGE A EAU CHAUDE -

α) Chaudière : S'assurer que la ou les chaudières montent bien à la température maximum prévue (par exemple 90°C) et s'y maintiennent sans difficulté.

La température des gaz au raccordement de la chaudière ne doit pas être sensiblement supérieure à 200°C.

β) Circulation à l'allure maximum tous les radiateurs doivent être correctement alimentés, et l'écart entre l'alimentation et le retour doit être égal à la valeur indiquée, le cas échéant, au projet.

Si la distribution est inférieure, on s'assurera qu'il n'y a pas d'effet inverse. (La canalisation d'amenée d'eau chaude (supérieure) doit être plus chaude que celle du retour (inférieure)). On s'assurera, en outre, qu'en arrêtant les radiateurs les plus défavorisés, et en les laissant refroidir , ils repartent normalement , dans le bon sens, à l'ouverture de leur robinet.

γ) Réglage central - On s'assurera qu'à une température de départ de 40°C à la chaudière, tous les radiateurs sont bien alimentés en eau chaude.

δ) Etanchéité - Essai rapide - On regarde s'il n'y a pas de fuites.

Essai plus concluant - On place toute l'installation sous pression, en bouchant l'échappement du vase d'expansion avec un manomètre et en refoulant de l'air dans le vase d'expansion à l'aide d'une pompe quelconque, voire même une pompe à bicyclette à grand débit. Dans ces conditions, l'installation maintenue à une pression moyenne de 2 kg/cm^2 dans le haut (donc 4 kg/cm^2 dans le bas pour un immeuble de 20 m de haut) doit rester étanche. S'il se produit une fuite quelconque, on s'en aperçoit par la baisse du manomètre au vase d'expansion.

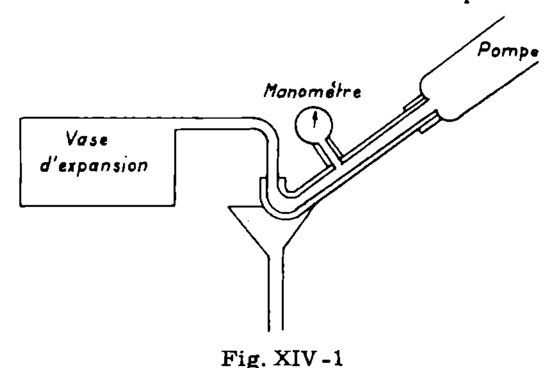


Fig. XIV-1

Attention à ne pas oublier de déboucher le vase d'expansion avant de commencer le chauffage sinon il pourrait en résulter des accidents.

II) CHAUFFAGE A EAU CHAUDE PAR POMPE -

On s'assurera en plus que cet organe est bien silencieux.

III) CHAUFFAGE A VAPEUR BASSE PRESSION -

α) Chaudière - Vérifier (grâce au manomètre) que la chaudière se maintient à la pression de marche maximum.

Vérifier que les gaz chauds ne dépassent pas sensiblement 250°C au raccordement de la cheminée.

α) bis - Appareil de sécurité - On fermera quelques radiateurs pour faire monter la pression dans la chaudière jusqu'au point de désamorçage de l'appareil de sécurité.

β) Circulation - A l'allure maximum, les radiateurs doivent être pleins de vapeur sans excès, c'est-à-dire que cette vapeur ne doit pratiquement pas pénétrer dans les tuyauteries de retour ce dont on s'assure en plaçant la main sur la canalisation de sortie.

Les radiateurs doivent être régulièrement chauds (contrairement au chauffage à eau chaude où la température décroit régulièrement du haut vers le bas).

La circulation doit se faire sans bruit.

γ) Réglage central - A basse allure (pression faible) on vérifiera que tous les radiateurs ne sont régulièrement chauds que sur une partie de leur hauteur (par exemple le 1/3 pour tous les radiateurs).

δ) Etanchéité - On vérifiera que le niveau d'eau dans la chaudière ne baisse pratiquement pas durant l'essai à allure maximum, ce qui prouve qu'il n'y a ni fuite de vapeur ni fuite d'eau condensée par les tuyauteries de retour.

ξ) Canalisations - On s'assurera que par le jeu des dilatations, les pentes ne sont pas détruites et que la purge des canalisations ne risque pas d'être compromise.

IV - CHAUFFAGE A AIR CHAUD -

α) Calorifère - La température des gaz chauds ne devra pas dépasser sensiblement 200°C.
Le ventilateur (s'il y en a un) ne doit pas être trop bruyant :

β) Circulation - Les différentes bouches de distribution devront émettre de l'air chaud et aucune d'elle ne devra servir de bouche de rappel (effet inverse). On s'apercevra en mettant sa main près de la bouche si elle souffle de l'air ou si elle en aspire.

γ) Réglage central - A faible allure de feu, c'est-à-dire lorsque l'air sort à une température de l'ordre de 25°C, toutes les bouches d'alimentation devront débiter de l'air tiède.

NOTA : Dans les cas des chauffages à eau chaude, ou à vapeur, ne pas oublier de vidanger l'installation après l'essai de réception provisoire, car si les locaux ne sont pas habités et chauffés tout de suite, il y a risque de gel, si on est en hiver. Il faut donc bien préciser à qui incombe la surveillance de l'installation après la réception provisoire.

B) Essais de réception définitive

BUT -

Vérification de la température des locaux.

Ils consistent à voir si durant le premier hiver le chauffage donne toute satisfaction (sauf en cas de température exceptionnellement basse, nettement inférieure à la température minimum de base prévue au cahier des charges).
Il y a lieu d'être très prudent dans la transmission des réclamations car l'expérience montre que de très fréquentes insuffisances de température sont dûes à une mauvaise conduite de l'installation.

IMPRESSION PHOTOMÉCANIQUE
LES PROCÉDÉS DOREL, PARIS

Dépôt légal : 2ème trimestre 1959
N° d'Editeur : 1971

ÉDITIONS EYROLLES

1873